

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Сумський державний університет

Кафедра «Технологія машинобудування, верстати та інструменти»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ В.О. Залога

«___» _____ 2018 р.

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДУ ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО
ВЕРСТАТ МОДЕЛІ 1А616**

БАКАЛАВРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Сумський державний університет
Спеціальність 133 Тагузеве машинобудування
Кафедра технології машинобудування,
(Металорізальні верстати та системи)
верстатів та інструментів

Студент

С.О. Васянович

Керівник

С.С. Ємельяненко

Нормоконтроль

Ю.О. Денисенко

Реферат

Записка: 61 с., 12 рис., 4 табл., 19 джерел літератури.

Об'єкт розробки – Токарно-гвинторізний верстат 1А616

Мета: Модернізація приводу токарно-гвинторізного верстата 1А616

В дипломному проекті проведена модернізація головного приводу верстата. Проаналізована коробка швидкостей. Проведений кінематичний розрахунок головного руху, силовий розрахунок. Підбрані електромуфти – ЕМ2. Спроектовані вали та шестерні. Сконструйований механізм переключення. Описаний технологічний процес на виготовлення деталі верстата. Проаналізував технологічні операції: 010 Токарна, а також 050 Шліфувальна, в яких розглянуті схеми базування і закріплення заготовки на даних операціях. Обгрунтовано вибір металорізальних верстатів і верстатних пристроїв, вимірювальних приладів і ріжучих інструментів. Проведено розрахунок режимів різання. Спроектоване верстатне пристосування.

ВЕРСТАТ, ПРИСТОСУВАННЯ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, КОРОБКА, ВАЛ, КРУТНИЙ МОМЕНТ, ШЕСТЕРНЯ, КІНЕМАТИКА, ПРИВІД, РОЗРАХУНОК, РЕЖИМИ РІЗАННЯ, ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА.

ЗМІСТ

Вступ

1. Компановка загального вигляду верстата мод. 1A616	5
2. Кінематичний розрахунок привода головного руху металорізальних верстатів	9
3. Конструювання і розрахунок привода головного руху верстата 1A616	18
3.1 Розрахунок потужності приводу і крутних моментів на валах	18
3.2 Розрахунок зубчастих зачеплень приводу	20
3.3 Розрахунок клинопасових передач	28
3.4 Попередній розрахунок валів	34
3.5 Уточнений розрахунок валів	35
3.6 Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість і кут крутіння	42
4. Конструювання і розрахунок механізмів переключення	48
5. Технологічний процес виготовлення деталі верстата 1A616	50
5.1 Опис деталі для верстата 1A616	50
5.2 Розробка маршрутного технологічного процесу	51
5.3 Розробка операційного технологічного процесу	52
6. Проектування верстатного пристрою	53
7. Охорона праці	56
Список література	60

					КРБ МОО 14010263 ПЗ					
Зм	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			Літера	Лист	Листів
Розроб.	Васянович									
Перевір	Ємельяненко									
Кер.										
Нконтр.										
Затв.								СумДУ ВІ-41		

ВСТУП

Токарно-гвинторізні верстати призначені для виконання найрізноманітніших операцій: обробки різцями зовнішніх і внутрішніх циліндричних, конічних і фасонних поверхонь, торцевих площин, нарізання зовнішніх і внутрішніх різьб, відрізки, свердління, зенкерування і розгортання отворів.

Токарні верстати діляться на універсальні і спеціалізовані. Перші призначені для виконання найрізноманітніших операцій, перерахованих вище. Спеціалізовані верстати призначені для обробки окремих деталей, гладких і східчастих валів великих розмірів, прокатних валків, осей колісних пар залізничного транспорту.

Токарські універсальні верстати класифікуються за основними розмірами: найбільшому діаметру оброблюваної заготовки, найбільшій довжині оброблюваної заготовки, масі, точності і цільовим призначенням.

Виробництво токарно-гвинторізних верстатів розвивається по шляху вдосконалення управління, підвищення точності, надійності, збільшення діапазону швидкостей і подач.

1 КОМПАНОВКА ЗАГАЛЬНОГО ВИГЛЯДУ ВЕРСТАТА

МОД.1А616

Згідно з вихідними даними і проекту найбільший діаметр оброблюваної заготовки над станиною $D_{\max} = 320$ мм. Тому приймаємо за прототип токарно-гвинторізний верстат моделі 1А616.

Верстат моделі 1А616 призначений для токарної обробки порівняно невеликих деталей з різних матеріалів як швидкорізальними, так і твердосплавними інструментами в умовах індивідуального і серійного виробництва. На верстаті можна нарізати різцем метричні, дюймові, модульні і пітчеві різі. Загальний вигляд верстата зображений на малюнку 1.1. Основні технічні характеристики верстата наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Основні характеристики верстата

Найбільший діаметр оброблюваної заготовки, мм:	
над станиною	320
над верхньою частиною супорта	180
прутка	34
Відстань між центрами, мм	710
Висота центрів, мм	165
Найбільша довжина обточування, мм	660
Діаметр отвору в шпинделі, мм	35
Висота від опорної поверхні різця до лінії центрів, мм	25
Найбільша відстань від осі центрів до кромки резцедержателя, мм	170
Переміщення на один оборот лімба, мм	
поздовжнє	110
поперечне	5
Нарізування резі:	
метрична, крок в мм	0,5 - 24
модульна, крок в модулях	0,25 - 5,5
дюймова, число ниток на 1 "	56 - 1
пітчевих, крок в Пітч	128 - 2
Найбільший хід різьби, в модулях	22
Потужність електродвигуна головного руху, кВт	4,5
Число обертів електродвигуна в хвилину	1450

Основні вузли верстата (рисунок 1.1): А - гітара змінних коліс; Б - передня бабка з переборним пристроєм, ланкою збільшення кроку і реверсивним механізмом; В - фартух з механізмом подач; Г - супорт з швидкодіючим чотирьохпозиційним різцетримачем, Д - задня бабка; Е - станина; Ж - вбудована шафа з електрообладнанням; З - задня тумба; І - система охолодження; К - піддон для збору охолоджуючої рідини і стружки; Л - коробка швидкостей; М - передня тумба. Н - коробка подач.

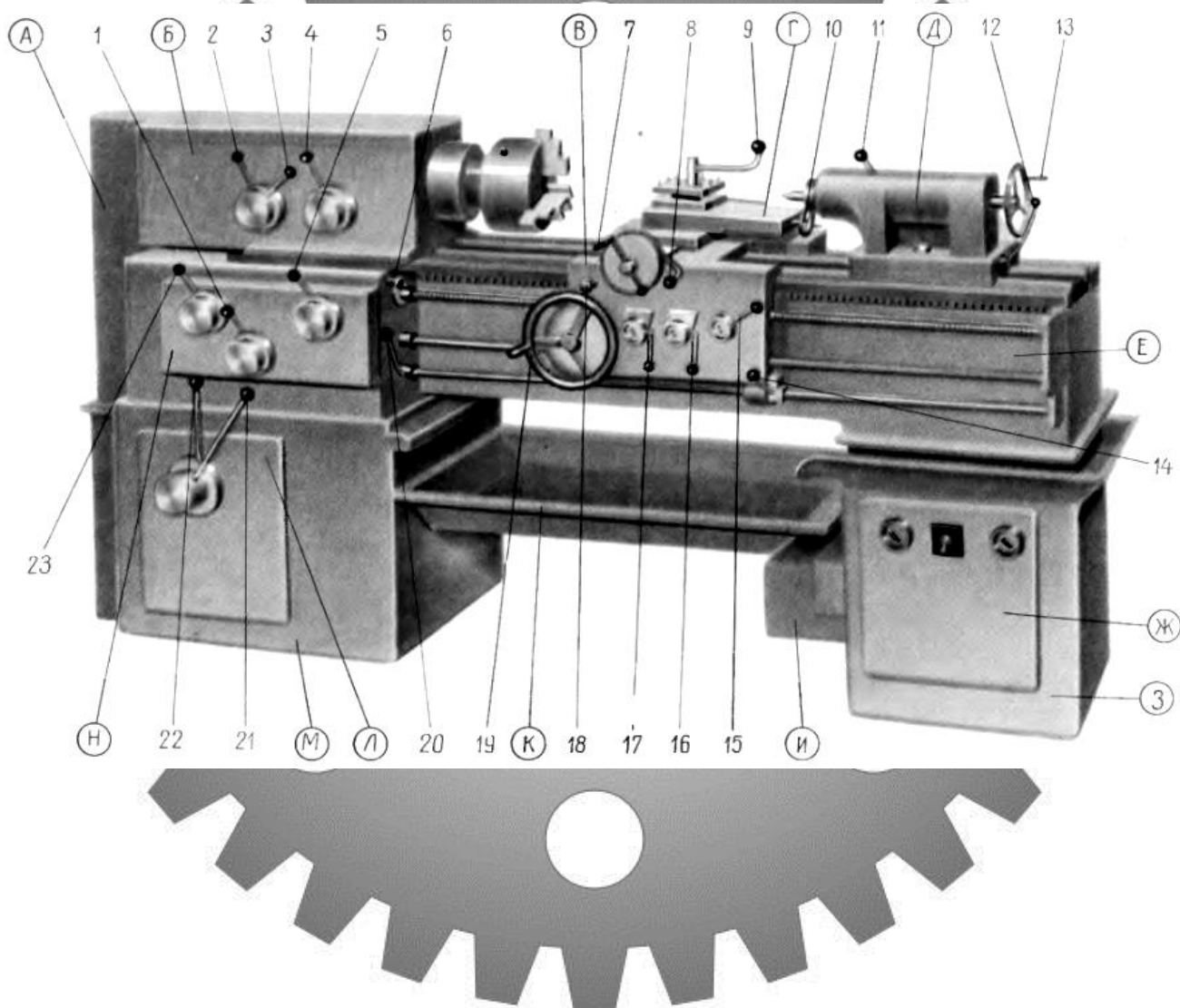


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд станка моделі 1A616

Органи управління (рисунок 1.1): 1 - рукоятка установки типу різьблення або подачі; 2 - рукоятка установки нормального або збільшеного кроку; 3 - рукоятка реверсування переміщення супорта; 4 - рукоятка управління перебором; 5 - рукоятка перемикання розмножувального механізму коробки подачі; 6 - гудзик включення ходового гвинта або ходового валика; 7 - рукоятка ручного поперечного переміщення супорта; 8 - рукоятка швидкого відведення супорта в поперечному напрямку; 9 - рукоятка повороту і закріплення чотирьохпозиційного різцетримача; 10 - рукоятка ручного переміщення верхньої частини супорта; 11 - рукоятка закріплення пінолі задньої бабки; 12 - важіль закріплення корпусу задньої бабки на напрямних станини; 13 - маховичок ручного переміщення пінолі задньої бабки; 14 і 20 - рукоятки включення, виключення і реверсування головного електродвигуна; 15 - рукоятка включення і виключення маточної гайки продольного ходового гвинта; 16 - рукоятка включення і виключення поперечної подачі супорта; 17 - рукоятка включення і виключення поздовжньої подачі супорта; 18 - кнопка для виключення рейкової шестерні; 19 - маховичок ручного поздовжнього переміщення супорта; 21 і 22 - рукоятки управління коробкою скоростей; 23 - рукоятка установки кроку різьблення або величини подачі.

Рухи у верстаті. Рух різання - обертання шпинделя з оброблюваної деталлю. Рух подач - прямолінійний поступальний переміщення супорта з різцем у поздовжньому і поперечному напрямках від ходового валика. Рух утворення гвинтової поверхні - прямолінійне поступальне переміщення супорта з нарізним різцем в поздовжньому напрямку від ходового гвинта. Допоміжні рухи - ручні установлювальні переміщення супорта, корпусу і пінолі задньої бабки і поворот чотирьохпозиційного різцетримача.

Принцип роботи. Оброблювана деталь встановлюється в центрах або закріплюється в патроні. У різцетримача супорта можуть бути закріплені чотири різці. Інструменти для обробки отворів вставляються в конус пінолі задньої бабки. Поєднанням обертального руху деталі з поступальним переміщенням різця на верстаті можна обробляти циліндричні, конічні, гвинтові і торцеві поверхні.

Конструктивні особливості. У верстаті моделі 1А6І6 застосований розділений привід руху різання.

Приводкой шків встановлений на шпинделі між його опорами, однак конструкція задньої опори шпинделя допускає заміну клинових ременів без демонтажу шпинделя.

Гальмування приводу верстата досягається підключенням постійного струму в обмотку статора електродвигуна.

Рух різання. Привід руху різання у верстата моделі 1А6І6 є розділеним. Він складається з двох клиноременних передач, дванадцятиступінчатої коробки швидкостей і переборного пристрою.

Приводний вал II (рисунок 1.2) коробки швидкостей пов'язаний з електродвигуном потужністю 4,5 кВт клиноременною передачею 135 - 168.

Трьохвалова коробка швидкостей має три подвійних рухомих блоку шестерень Б1, Б2 і Б3 і одну одиночну рухливу шестерню 55. Вал III отримує обертання від валу II через шестерні 41 - 26. коли блок Б1, як показано на схемі, зрушений вліво, або через шестерні 39 - 31 при крайньому правому положенні блоку Б1 або за допомогою шестерень 14 - 55. в останньому випадку шестерня 55 вводиться в зачеплення з шестернею 14, а блок Б1 встановлюється в середнє нейтральне положення.

Два подвійних блоку шестерень Б2 і Б3 дозволяють збільшити кількість швидкостей на вихідному валу IV коробки швидкостей до дванадцяти.



**Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	Лист
140	Лист	№ докум.	Підп.	Дат.		0

2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТУ

Привід головного руху обраного верстата прототипу містить асинхронний двигун, дві кліноременних передачі, трьохвалову коробку швидкостей, переборний пристрій і шпиндельний вузол. Переборний пристрій і шпиндельний вузол змонтовані в корпусі передньої бабки. Перемикання оборотів в коробці швидкостей здійснюється за допомогою електромагнітних муфт. Шпиндель отримує дев'ять чисел оборотів від вала IV і дев'ять чисел оборотів через шестерні перебору на валах VI і VII. Включення перебору проводиться окремими рукоятками, одна з яких пересуває шестерні, а друга - зубчасту муфту.

Проектований вузол - привід головного руху. Максимальна частота обертання шпинделя $n_{\max} = 2000$ об/мін, мінімальна $n_{\min} = 40$ об/мін. Ефективна потужність різання $N_v = 3,0$ кВт. Число ступенів частот обертання $Z_n = 18$.

Визначаємо діапазон регулювання чисел обертів шпинделя [1]:

$$R_H = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{2000}{40} = 50, \quad (1.1)$$

де n_{\max} , n_{\min} - відповідно максимальне і мінімальне числа обертів шпинделя, об / хв.

Визначаємо знаменник геометричного ряду чисел оборотів шпинделя [1]:

$$\varphi = \sqrt[Z_n-1]{R_H} = \sqrt[18-1]{50} = 1,258, \quad (1.2)$$

де Z_n - число ступенів частот обертання.

Приймаємо стандартне значення $\varphi = 1,26$.

З нормалі верстатобудування Н11-1 для знаменника геометричного ряду $\phi = 1,26$ виписуємо стандартний ряд частот обертання шпинделя, хв-1: $n_1 = 40$, $n_2 = 50$, $n_3 = 63$, $n_4 = 80$, $n_5 = 100$, $n_6 = 125$, $n_7 = 160$, $n_8 = 200$, $n_9 = 250$, $n_{10} = 315$, $n_{11} = 400$, $n_{12} = 500$, $n_{13} = 630$, $n_{14} = 800$, $n_{15} = 1000$, $n_{16} = 1250$, $n_{17} = 1600$, $n_{18} = 2000$.

Приймаємо варіант структури кінематичного ланцюга як в прототипі прийнятого верстата, з механізмами перебору. Тут складені дві кінематичні ланцюги, структури яких [1]:

$$Zn_1 = P_a \cdot P_b \text{ и } Zn_2 = P_a \cdot P_b \cdot P_c \cdot P_d$$

Групи коліс P_a , P_b є загальними для двох ланцюгів і тому утворюють основну структуру. Вони повідомляють безпосередньо шпинделя 9 високих частот обертання і через переборну групу P_c , P_d повідомляють шпинделю 9 низьких частот обертання.

Число швидкостей приводу

$$Zn = Zn_1 + Zn_2 = P_a \cdot P_b + P_a \cdot P_b \cdot P_c \cdot P_d = P_a \cdot P_b (1 + P_c \cdot P_d) = 18.$$

Приймаємо число передач в групах $P_a = 3$, $P_b = 3$, $P_c = P_d = 1$.

Тоді

$$Zn = 3 \cdot 3(1 + 1 \cdot 1) = 18.$$

Характеристика групових передач згідно прийнятого варіанта структури кінематичного ланцюга $X_1 = 1$, $X_2 = 3$, $X_3 = 1$. Структурна формула приводу прийме вигляд:

$$Zn = 3_{(X_1=1)} \cdot 3_{(X_2=3)} (1 + 1 \cdot 1)_{(X_3=1)} = 18.$$

Структурну сітку будуємо для кожної структури окремо, перша забезпечує ряд частот $n_1 - n_9$, друга $n_{10} - n_{18}$ (рисунок 1.2).

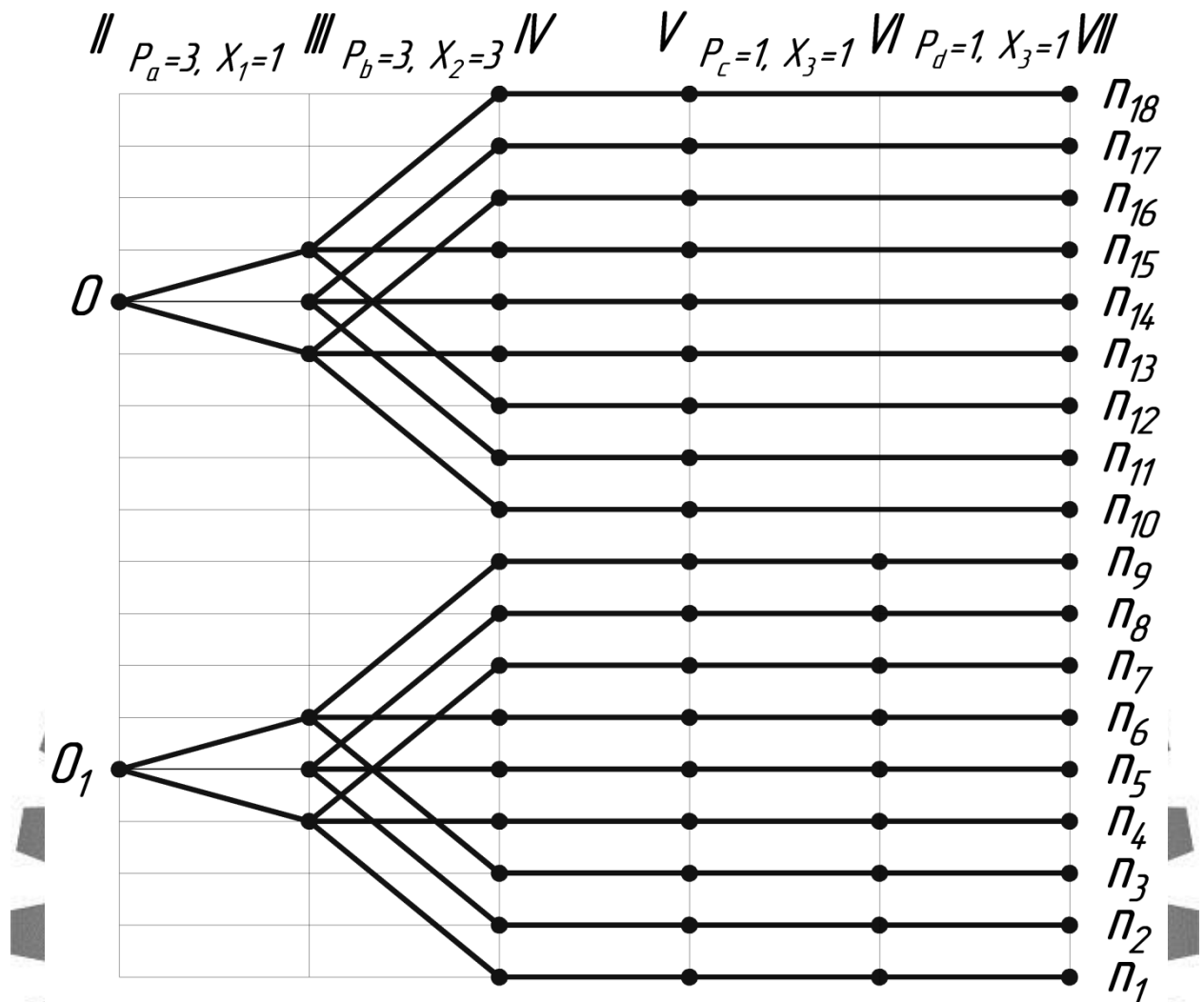


Рисунок 1.2 – Структурна сітка кінематичної структури

$n_1 - n_9$ и $n_{10} - n_{18}$

Структурна сітка будується наступним чином, на рівній відстані один від одного проводимо вертикальні лінії, число яких повинно бути на одиницю більше, ніж число групових передач. Проводимо ряд горизонтальних паралельних прямих з інтервалом ϕ , число горизонтальних прямих дорівнює числу ступенів частот обертання шпинделя $Z_n = 18$. На першій лівій вертикальній лінії, розділивши її на дві частини $n_1 - n_9$ і $n_{10} - n_{18}$, на середині кожної частини наносимо точки O_1 і O_2 , з якої симетрично відповідно до числа передач в групах за прийнятою структурною формулою проводимо промені. Відстань між променями має дорівнювати X_i - характеристиці відповідної групи. Структурна сітка містить наступні дані про

привід: число груп передач, число передач в кожній групі, діапазон регулювання групових передач і всього приводу.

При побудові графіка частот обертання необхідно враховувати наступні вказівки:

а) щоб уникнути надмірно великих діаметрів зубчастих коліс, а також для нормальної і безшумної їх роботи необхідно щоб передавальні відносини були в допустимих межах - $1/4 \leq i \leq 2$.

б) для зменшення крутних моментів, а також маси деталей і всього приводу, необхідно повідомляти по можливості більш високі частоти обертання проміжним валом, що досягається застосуванням великих передавальних відносин між шпинделем і валом, і менших наступними проміжними валами.

Враховуючи вищезазначене, графік частот обертання будуємо в такій послідовності: на рівній відстані один від одного проводимо вертикальні лінії, число яких дорівнює числу валів коробки швидкостей. На рівній відстані один від одного проводимо горизонтальні лінії, яким присвоюємо порядковий номер частот обертання, починаючи з n_1 по n_{18} . Промені проведені між вертикальними лініями позначають передачу між двома валами з передатним відношенням $i = \varphi^m$, де m - число інтервалів перекритих променем. Для $\varphi = 1,26$ число понижуючих інтервалів має бути не більше $m \leq 6$, а підвищують не більше $m \leq 3$.

Подальша побудова ведемо згідно прийнятого варіанту структурної сітки. На рисунку 1.4 зображений графік частот обертання.

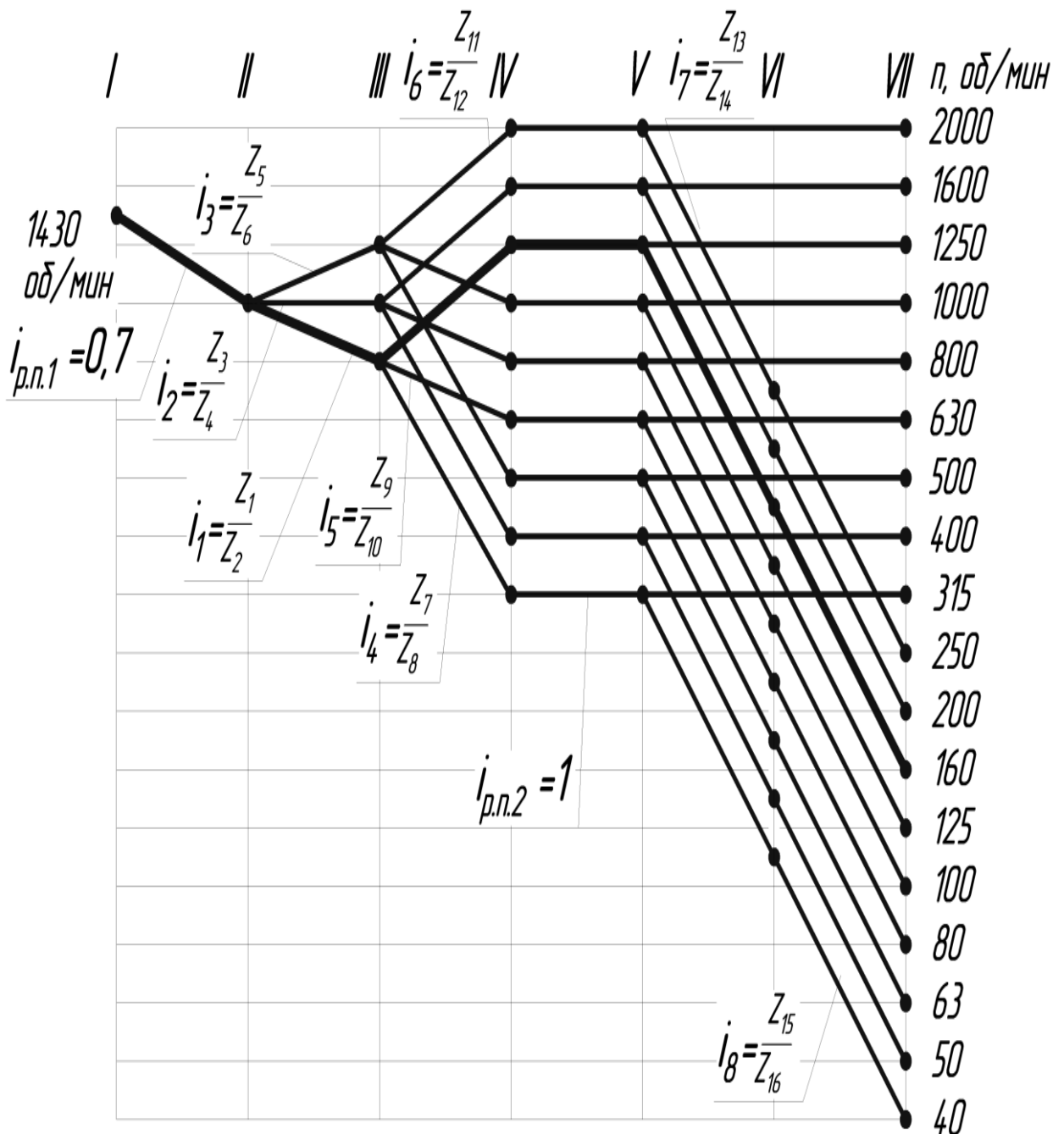


Рисунок 1.3 – Графік частот обертання

Спираючись на кінематичну схему приводу головного руху верстата-аналога і використовуюючи структурну сітку, побудуємо кінематичну схему проєктованого вузла. Так як числа зубів зубчастих коліс поки невідомі, все зубчасті колеса на кінематичній схемі зобразимо однакового розміру.

Кінематична схема приводу зображена на малюнку 1.4.

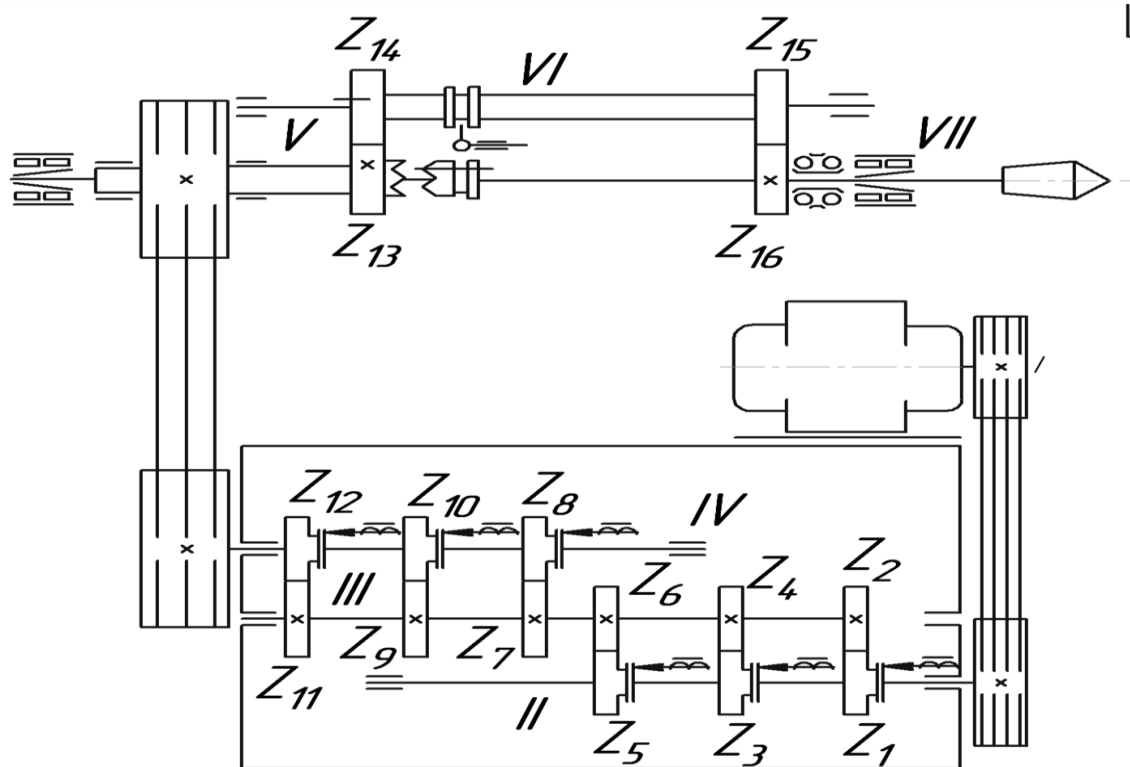


Рисунок 1.4 – Кінематична схема привода головного руху
 Сумський державний університет
 Кафедра технології машинобудування,
 верстатів та інструментів

Визначимо передатне відношення в кожній групі передач за формулою[1]:

$$i = \varphi^{\pm u} \quad (1.3)$$

де φ - прийнятий знаменник ряду чисел обертів

u - кількість інтервалів

$$i_{p.n.1} = \frac{1000}{1430} = \frac{1}{1,43} = 0,7;$$

$$i_1 = \frac{1}{\varphi} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{1,26} = 0,79;$$

$$i_2 = \varphi^0 = \frac{z_3}{z_4} = 1,26^0 = 1;$$

$$i_3 = \varphi = \frac{z_5}{z_6} = 1,26;$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,52} = 0,40;$$

$$i_5 = \frac{1}{\varphi} = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{1,26} = 0,79;$$

$$i_6 = \varphi^2 = \frac{z_{11}}{z_{12}} = 1,26^2 = 1,59;$$

$$i_{p.n.2} = \frac{1}{1} = 1;$$

$$i_7 = \frac{1}{\varphi^{4,5}} = \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{1}{1,26^{4,5}} = \frac{1}{2,82} = 0,35;$$

$$i_8 = \frac{1}{\varphi^{4,5}} = \frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{1}{1,26^{4,5}} = \frac{1}{2,82} = 0,35;$$

За знайденими передатними відношеннями по таблиці 4.3 [1] знаходимо таке значення суми чисел зубів Σz для кожної елементарної двухвальної передачі, яке забезпечує необхідне значення передавального числа і результати запишемо в таблицю 2.1.

Сумський державний університет
Таблиця 2.1 – Результати обчислень
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

	$i_{p.n.1} = 0,7$	$i_1 = \frac{1}{1,26}$	$i_2 = \frac{1}{1}$	$i_3 = 1,26$	$i_4 = \frac{1}{2,52}$	$i_5 = \frac{1}{1,26}$	$i_6 = 1,59$	$i_{p.n.2} = 1$	$i_7 = \frac{1}{2,82}$	$i_8 = \frac{1}{2,82}$
$\frac{z_{ш}}{z_k}$		$\frac{z_1}{z_2} = \frac{31}{39}$	$\frac{z_3}{z_4} = \frac{35}{35}$	$\frac{z_5}{z_6} = \frac{39}{31}$	$\frac{z_7}{z_8} = \frac{22}{55}$	$\frac{z_9}{z_{10}} = \frac{34}{43}$	$\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{47}{30}$		$\frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{20}{56}$	$\frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{20}{56}$
Σz			70			77			76	

За прийнятим зубчастим колесом уточнимо числа обертів шпинделя, склавши для кожного числа обертів управління кінематичного балансу (дивіться графік частот обертання). Помилка отриманих чисел оборотів не повинна перевищувати $\pm 10(\varphi - 1)\% = \pm 10(1,26 - 1)\% = \pm 2,6\%$, відсоток похибки отриманого числа обертів номінального Δ :

$$\Delta = \frac{n_{\text{дійств}} - n_{\text{ном}}}{n_{\text{ном}}} \cdot 100\% \quad (1.4)$$

$$n_1 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{22}{55} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 40,55$$

% похибка 0,01;

$$n_2 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{22}{55} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 51,02$$

% похибка 2;

$$n_3 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{39}{31} \cdot \frac{22}{55} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 64,18$$

% похибка 1,8;

$$n_4 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{34}{43} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 80,16$$

% похибка 0,2;

$$n_5 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{34}{43} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 100,8$$

% похибка 0,85;

$$n_6 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_3 \cdot i_5 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{39}{31} \cdot \frac{34}{43} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 126,88$$

% похибка 1,5;

$$n_7 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_1 \cdot i_6 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{47}{30} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 158,84$$

% похибка -0,72;

$$n_8 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_2 \cdot i_6 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{47}{30} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 199,83$$

% похибка -0,085;

$$n_9 = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_3 \cdot i_6 \cdot i_{p2} \cdot i_7 \cdot i_8 = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{39}{31} \cdot \frac{47}{30} \cdot 1 \cdot \frac{20}{56} \cdot \frac{20}{56} = 251,39$$

% похибка 0,56;

$$n_{10} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{22}{55} \cdot 1 = 317,9$$

% похибка 0,9;

$$n_{11} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{22}{55} \cdot 1 = 400$$

% похибка 0;

$$n_{12} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{39}{31} \cdot \frac{22}{55} \cdot 1 = 503,2$$

% похибка 0,6;

$$n_{13} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{34}{43} \cdot 1 = 628,5$$

% похибка 0,23;

$$n_{14} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{34}{43} \cdot 1 = 790,7$$

% похибка 1,16;

$$n_{15} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_3 \cdot i_5 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{39}{31} \cdot \frac{34}{43} \cdot 1 = 994,7$$

% похибка 0,52;

$$n_{16} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_1 \cdot i_6 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{47}{30} \cdot 1 = 1245,3$$

% похибка 0,37;

$$n_{17} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_2 \cdot i_6 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{47}{30} \cdot 1 = 1566,7$$

% похибка 2,08;

$$n_{18} = n_3 \cdot i_{p1} \cdot i_3 \cdot i_6 \cdot i_{p2} = 1430 \cdot \frac{1000}{1430} \cdot \frac{39}{31} \cdot \frac{47}{30} \cdot 1 = 1970,9$$

% похибка 1,45.

3 КОНСТРУЮВАННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА ВЕРСТАТА 1А616

3.1 Розрахунок потужності приводу і крутних моментів на валах

Визначимо потужність двигуна приводу головного руху для універсальних верстатів з урахуванням перевантаження двигуна (стр. 20 [2]):

$$N_{nэ} = \frac{N_v}{1,25 \cdot (\eta_1^6 \cdot \eta_2^4 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4)} = \frac{3,0}{1,25 \cdot (0,99^6 \cdot 0,97^4 \cdot 0,96^2 \cdot 0,98)} = 3,2 \text{ кВт}$$

де $N_v = 3,0 \text{ кВт}$ – ефективна потужність різання;

$\eta_1 = 0,99$ - ККД пари підшипників кочення;

$\eta_2 = 0,97$ - ККД циліндричної зубчастої передачі;

$\eta_3 = 0,96$ - ККД пари клинопасової передачі;

$\eta_4 = 0,98$ - ККД муфти.

Потужність, необхідна на передачу для токарних верстатів становить 3-4% потужності приводу [2]:

$$N_s = N_{nэ} \cdot 0,04 = 3,2 \cdot 0,04 = 0,128 \text{ кВт}.$$

Загальна потужність $N_{э} = N_{nэ} + N_s = 3,2 + 0,128 = 3,328 \text{ кВт}$.

Приймаємо електродвигун асинхронний двигун з короткозамкненим ротором типу 4А100L4У3 потужністю $N_e = 4 \text{ кВт}$, $n_e = 1430 \text{ хв}^{-1}$.

Для визначення моментів, що крутять на валах в коробках швидкостей приводів головного руху універсальних верстатів в якості розрахункової частоти обертання шпинделя приймається не n_{min} , а підраховується для токарних верстатів по формулі [2]:

$$n_p = n_{min} \cdot \sqrt[3]{R_H} = 40 \cdot \sqrt[3]{50} = 147,4 \text{ мин}^{-1}.$$

В якості розрахункової частоти приймаємо найближче значення (дивіться графік частот обертання рис 4): $n_p = n_7 = 160 \text{ хв}^{-1}$, розрахунковий ланцюг на графіку виділено жирною лінією.

Визначимо розрахункові крутний момент на валах за розрахунковою ланцюга [3]:

На валу II

$$P_{II} = P_9 \cdot \eta_3 \cdot \eta_1 = 4 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,79 \text{ кВт};$$

$$n_{II} = n_9 \cdot i_{p.n.1} = 1430 \cdot 0,7 = 1001 \text{ хв}^{-1};$$

$$T_{II} = 9550 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \cdot \frac{3,79}{1001} = 36,16 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На валу III

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_1 = 3,79 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,64 \text{ кВт};$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot i_1 = n_{II} \cdot \frac{z_1}{z_2} = 1001 \cdot \frac{31}{39} = 795,67 \text{ хв}^{-1};$$

$$T_{III} = 9550 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \cdot \frac{3,64}{795,67} = 43,69 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На валу IV

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_2 \cdot \eta_1 = 3,64 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,50 \text{ кВт};$$

$$n_{IV} = n_{III} \cdot i_6 = n_{III} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} = 795,67 \cdot \frac{47}{30} = 1246,55 \text{ хв}^{-1};$$

$$T_{IV} = 9550 \cdot \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \cdot \frac{3,50}{1246,55} = 26,81 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На валу V

$$P_V = P_{IV} \cdot \eta_3 \cdot \eta_1 = 3,50 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,30 \text{ кВт};$$

$$n_V = n_{IV} \cdot i_{p.n.2} = 1246,55 \cdot 1 = 1246,55 \text{ хв}^{-1};$$

$$T_V = 9550 \cdot \frac{P_V}{n_V} = 9550 \cdot \frac{3,30}{1246,55} = 25,28 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На валу VI

$$P_{VI} = P_V \cdot \eta_2 \cdot \eta_1 = 3,30 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,17 \text{ кВт};$$

$$n_{VI} = n_V \cdot i_7 = n_V \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1246,55 \cdot \frac{20}{56} = 445,20 \text{ хв}^{-1};$$

$$T_{VI} = 9550 \cdot \frac{P_{VI}}{n_{VI}} = 9550 \cdot \frac{3,17}{445,20} = 68 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На валу VII (на шпінделю):

$$P_{VII} = P_{VI} \cdot \eta_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 3,17 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 3 \text{ кВт};$$

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П. ...
142	П. ...	№ докум.	П. ...	П. ...		П. ...

$$n_{VII} = n_{VI} \cdot i_8 = n_{VI} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 445,20 \cdot \frac{20}{56} = 159 \text{ хв}^{-1};$$

$$T_{VII} = 9550 \cdot \frac{P_{VII}}{n_{VII}} = 9550 \cdot \frac{3}{159} = 180 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

3.2 Розрахунок зубчастих зачеплень приводу

Вибір матеріалу і термообробки зубчастих коліс

Для отримання зубів порівняно високою контактної витривалості з міцною серцевиною і для зменшення габаритів зубчастих коліс і отже всього приводу приймаємо для виготовлення всіх коліс сталь 40ХН. Приймаємо термообробку зубчастого вінця нагріванням ТВЧ до твердості 48 ... 53 HRCe. Механічні характеристики приймаємо по таблиці 1П.7 [3]: $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$.

Визначаємо допустимі контактні напруги при розрахунку на

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} b s_H K_H L \quad (1.5)$$

де σ_{Hlim} – базова межа контактної витривалості поверхонь
р зубів, відповідний базовому числу циклів N_{HO} ;

s_H – коефіцієнт безпеки ($s_H = 1,2$);

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що враховує вплив терміну
а служби і режиму навантаження передачі ($K_{HL} = 1$).

Середню твердість H поверхні зубів знаходимо за формулою:

$$H = H_{HRC\epsilon} = \frac{48 + 53}{2} = 50,5 \text{ HB}.$$

Межа контактної витривалості зубів σ_{Hlim} визначаємо за формулою:

$$\sigma_{Hlim} = 17 H_{HRC\epsilon} + 200 = 17 \cdot 50,5 + 200 = 1058,5 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1058,5}{1,2} \cdot 1 = 882 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі напруження згину зубів по формулі [4]:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} b s_F K_F K_{FL} \quad (1.6)$$

де σ_{Flim} – межа витривалості зубів при згині, відповідний

143	Лист	№ докум.	Лист	Лист	КРБ МОО 14010263 ПЗ	Лист
143	Лист	№ докум.	Лист	Лист		71

базовому числу циклів зміни напруг (за таблицею

$\sigma_{Flim b} = 580 \text{ МПа}$);

s_F – коефіцієнт безпеки ($s_F = 1,2$);

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двохстороннього

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, що враховує вплив

терміну служби і режиму навантаження (для довго

$$\sigma_{FP} = \frac{580}{1,2} \cdot 0,8 \cdot 1 = 386,67 \text{ МПа.}$$

Визначимо орієнтовне значення міжосьової відстані $a_{1\omega}$ між валами II-III за формулою [4]:

$$a_{1\omega} = K_a (U_1 + 1) \cdot 3T_{III} \cdot K_{H\beta} U_{12} \psi_{ba} \sigma_{HP}^2 \quad (1.7)$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт (для сталевих прямозубих

коліс $K_a = 495$);

U

T_{III} – передатний крутний момент, Н·м,

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу

навантаження по ширині вінця;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини шестірні щодо міжосьової

р

σ_{HP}^2 – допустиме контактне напруження, Н/мм².

д

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по

ш

и

р

и

р

и

к

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba} (U_1 + 1)}{2} = \frac{0,125 \cdot (1,258 + 1)}{2} = 0,14.$$

По графіку на рисунку 9.5 [4] знаходим $K_{H\beta} = 1,04$.

$$a_{1\omega} = 495 \cdot (1,258 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{43,69 \cdot 1,04}{1,258^2 \cdot 0,125 \cdot 882^2}} = 74,43 \text{ мм.}$$

В					КРБ МОО 14010263 ПЗ	Л...
В						??
145	Л...	№ докум.	Л...	Л...		

р

Визначаємо модуль зачеплення:

$$m = \frac{2 \cdot a_{1\omega}}{\Sigma_z} = \frac{2 \cdot 74,43}{70} = 2,14.$$

Приймаємо стандартне значення модуля $m = 3$ мм.

Уточнюємо міжосьова відстань:

$$a_{1\omega} = \frac{m \cdot \Sigma_z}{2} = \frac{3 \cdot 70}{2} = 105 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{1\omega} = 0,125 \cdot 105 = 13,125 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_2 = 13$ мм.

Визначаємо ширину венца шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10)_{\text{мм}} = 13 + 5 = 18 \text{ мм.}$$

Визначаємо степінь точності коліс:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_2 \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 39 \cdot 800}{60000} = 4,8 \text{ м/с}$$

де $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ – максимальне число оборотів для зачеплення $Z_1 - Z_2$ (дивіться графік чисел оборотів).

По таблиці 9.10 [4] приймаємо 8-му ступінь точності. Основні розміри зубчастих коліс зводимо в таблицю 1.3.

Визначимо орієнтовний значення міжосьової відстані $a_{2\omega}$ між валами III-IV

$$a_{2\omega} = K_a U_4 + 1,3 T_{IV} \cdot K_H \beta U_4^2 \psi_{ba} \sigma_H p_2 = 495 \cdot 2,5 + 1,326,81 \cdot 1,022,52 \cdot 0,125 \cdot 8822 =$$

д ф

е о

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba} (U_4 + 1)}{2} = \frac{0,125 \cdot (2,5 + 1)}{2} = 0,22.$$

$K_H \beta = 1,02$ по графіку на рисунку 9.5 4в залежності від ψ_{bd} .

Визначаємо модуль зачеплення:

м

у

$$m = \frac{2 \cdot a_{2\omega}}{\Sigma_z} = \frac{2 \cdot 61,62}{77} = 1,6.$$

л

Приймаємо стандартне значення модуля $m = 2,5$ мм.

о

Уточнюємо міжосьову відстань:

	Ю				КРБ МОО 14010263 ПЗ	Л...
142	Л...	№ докум.	Л...	Л...		72

$$a_{2\omega} = \frac{m \cdot \Sigma_z}{2} = \frac{2,5 \cdot 77}{2} = 96,25 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{2\omega} = 0,125 \cdot 96,25 = 12,03 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_2 = 12 \text{ мм.}$

Визначаємо ширину вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10)_{\text{мм}} = 12 + 5 = 17 \text{ мм.}$$

Визначимо ступінь точності коліс:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_8 \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 55 \cdot 1250}{60000} = 8,9 \text{ м/с}$$

де $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ – максимальне число оборотів для зачеплення $Z_7 - Z_8$ (дивіться графік чисел оборотів).

По таблиці 9.10 [4] приймаємо 7-у ступінь точності. Основні розміри зубчастих коліс зводимо в таблицю 1.3.

Визначимо орієнтовне значення міжосьової відстані $a_{3\omega}$ між валами V- міжосьова відстань між валами V і VI, дорівнювало міжосьовому відстані між валами VI і VII, тобто $a_{3\omega} = a_{4\omega}$. Тому приймаємо передається крутний момент на VII валу.

Визначимо орієнтовне значення міжосьової відстані $a_{3\omega} = a_{4\omega}$ між валами

$$a_{4\omega} = K_a U_8 + 1,3 T V H \cdot K H \beta U_7^2 \psi_{ba} \sigma_H p_2 = 495 \cdot 2,8 + 1 \cdot 3180 \cdot 1,12,82 \cdot 0,125 \cdot 8822 = 12$$

д

е

$$\psi_{ba} = \frac{\psi_{ba}(U_8 + 1)}{2} = \frac{0,125 \cdot (2,82 + 1)}{2} = 0,24.$$

$KH\beta = 1,1$ по графіку на рисунку 9.5 4в залежності від ψ_{ba} .

Визначаємо модуль зачеплення:

$$m = \frac{2 \cdot a_{4\omega}}{\Sigma_z} = \frac{2 \cdot 120}{76} = 3,15.$$

Приймаємо стандартне значення модуля $m = 3,5 \text{ мм.}$

Уточнюємо міжосьова відстань:

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П.с
142	П.с	№ докум.	П.с	П.с		П.с

$$a_{4\omega} = \frac{m \cdot \Sigma_z}{2} = \frac{3,5 \cdot 76}{2} = 133 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{1\omega} = 0,125 \cdot 133 = 16,625 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_2 = 17 \text{ мм.}$

Визначаємо ширину вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10)_{\text{мм}} = 17 + 5 = 22 \text{ мм.}$$

Визначимо ступінь точності коліс $Z_{15} - Z_{16}$:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_{16} \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 3,5 \cdot 56 \cdot 160}{60000} = 1,64 \text{ м/с}$$

де $n = 160 \text{ мин}^{-1}$ – максимальне число оборотів для зачеплення $Z_{15} - Z_{16}$ (дивіться графік чисел оборотів).

По таблиці 9.10 [4] приймаємо 9-у ступінь точності.

Визначимо ступінь точності коліс $Z_{13} - Z_{14}$:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_{14} \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 3,5 \cdot 56 \cdot 448}{60000} = 4,59 \text{ м/с}$$

де $n = 448 \text{ мин}^{-1}$ – максимальне число оборотів для зачеплення $Z_{13} - Z_{14}$

По таблиці 9.10 [4] приймаємо 9-у ступінь точності. Основні розміри зубчастих коліс зводимо в таблицю 1.3.

Перевірочний розрахунок зубчастої передачі.

Виробляємо перевірочний розрахунок по контактним напруженням найбільш навантаженого зубчастого зачеплення $Z_{15} - Z_{16}$ по формулі 9.7 [4] – в цьому зачепленні найбільший крутний момент:

$$\sigma_H = z_H z_M z_\epsilon \omega H t \cdot (U_8 + 1) d_{15} \cdot U_8 \leq \sigma_{HP} \quad (1.8)$$

де z_H – коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів в полюсі зачеплення;

z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів

ϵ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

О					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П. ...
Л						Г. ...
145	Л. ...	№ докум.	П. ...	Л. ...		

ω_{Ht} – питома розрахункова окружна сила, Н/мм.

К

о
$$z_H = 1,77 \cos \beta = 1,77 \cos 37^\circ = 1,41$$

де β – кут нахилу зубів по ділильному циліндру:

ф
$$\sin \beta = \frac{\pi \cdot m \cdot \varepsilon_\beta}{b_1} = \frac{3,14 \cdot 3,5 \cdot 1,2}{22} = 0,5994 \Rightarrow \beta = 37^\circ.$$

і К

ц
$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,77}{3}} = 0,86,$$

р де ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття, визначається за формулою [4]:

а
$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{20} - \frac{1}{56} \right) = 1,77.$$

ф де ω_{Ht} визначається за формулою [4]:

і П

б
$$\omega_{Ht} = 2000 \cdot TVI \cdot b \cdot d^{15} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (1.9)$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами (для прямозубих передач $K_{H\alpha} = 1$);

$K_{H\beta}$ – визначається за формулою [4];

$K_{H\nu}$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, виникає в зачепленні [4]:

р

де $\omega_{H\nu}$ – питома окружна динамічна сила, Н/мм [4]:

а
$$\omega_{H\nu} = \delta_H g_0 v a^4 \omega / u = 0,016 \cdot 73 \cdot 1,64 \cdot 1332,8 = 13,20 \text{ Н/мм}, \quad (1.11)$$

р

де δ_H – коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі і модифікації профілю головок зубів ($\delta_H = 0,016$);

g_0 – коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зачеплення

н

v – окружна швидкість, м/с.

о
$$K_{H\nu} b d^{15} 2000 \cdot TVI \cdot K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = \frac{2000 \cdot 68 \cdot 22 \cdot 70 \cdot 2000 \cdot 68 \cdot 1}{22 \cdot 70 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,12} = 99 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} = 1,12,$$

в

а					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П.с.
142	П.с.	№ докум.	П.с.	П.с.		П.с.

о

$$\sigma_H = 1,41 \cdot 275 \cdot 0,86 \cdot \sqrt{\frac{99 \cdot (2,8 + 1)}{70 \cdot 2,8}} = 462 \text{ МПа} \leq \sigma_{HP} = 882 \text{ МПа}.$$

Міцність передачі по контактним напруженням забезпечена.

Виробляємо перевірочний розрахунок по напруженням вигину за формулою 9.11 [4]:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\epsilon \omega_{Ft} m \leq \sigma_{FP} \quad (1.12)$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба;

Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зуба (для прямозубих передач $Y_\beta = 1$);

Y_ϵ – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів ($Y_\epsilon = 1$);

ω_{Ft} – питома розрахункова окружна сила, Н/мм.

З

В

и

В

р

**Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

$$\omega_{Ft} = 2000 \cdot TVI \cdot b \cdot d^{15} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (1.13)$$

де K_{Fa} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами (для прямозубих передач $K_{Fa} = 1$);

$K_{F\beta}$ – визначаємо за графіком на малюнку 9.5 [3] ($K_{F\beta} = 1,1$);

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні [4]:

р

де ω_{Fv} – питома окружна динамічна сила, Н/мм [4]:

$$\omega_{Fv} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_{4\omega} / u} = 0,016 \cdot 73 \cdot 1,64 \cdot \sqrt{\frac{133}{2,8}} = 13,2 \text{ Н/мм}. \quad (1.15)$$

и

и

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\epsilon \frac{\omega_{Ft}}{m} = 4,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{105}{3,5} = 127,5 \text{ МПа} \leq \sigma_{FP} = 386,67 \text{ МПа}.$$

ю

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	Л...
142	Л...	№ докум.	Л...	Л...		77

$$F_{vbd} 152000 \cdot TVI \cdot K_{Fa} K_{F\beta} = 1 + 13,2 \cdot 22 \cdot 70 \cdot 2000 \cdot 68 \cdot 1 \cdot 1,1 = 1,13, \quad (1.14)$$

Міцність зубів по напруженням вигину забезпечена.

Таблиця 3.1 - Основні розміри циліндричних зубчастих коліс

Число зубів Z	Модуль m, мм	Діаметри, мм			Ширина зубчатого вінця b ₁ , мм	Ширина зубчатого вінця b ₂ , мм	Міжосьова відстань a ₀ , мм
		Ділиль-ний d = m · z	Виступів d _a = d + 2m	Впадин d _f = d – 2,5m			
Z ₁ = 31	3	93	99	85,5	18	13	105
Z ₂ = 39		117	123	109,5			
Z ₃ = 35		105	111	97,5			
Z ₄ = 35		105	111	97,5			
Z ₅ = 39		117	123	109,5			
Z ₆ = 31		93	99	85,5			
Z ₇ = 22	2,5	55	60	48,75	17	12	96,25
Z ₈ = 55		137,5	142,5	131,25			
Z ₉ = 34		85	90	78,75			
Z ₁₀ = 43		107,5	112,5	101,25			
Z ₁₁ = 47		117,5	122,5	111,25			
Z ₁₂ = 30		75	80	68,75			
Z ₁₃ = 20	3,5	70	77	63	17	22	133
Z ₁₄ = 56		196	203	189			
Z ₁₅ = 20		70	77	63			
Z ₁₆ = 56		196	203	189			

3.3 Розрахунок клинопасових передач

1) Зробимо розрахунок клинопасової передачі від вала електродвигуна до коробки швидкостей до валу II приводу головного руху. Раніше визначили: $N_3 = 4$ кВт, число обертів електродвигуна $n_3 = 1430$ мин⁻¹.

По таблиці 1П.35 [3] вибираємо клиновий ремінь нормального перетину А, ширина ремня $b = 13$ мм, ширина ремня по нейтральній лінії $b_p = 11$ мм, товщина $h = 8$ мм, площа поперечного перерізу $A = 81$ мм².

По таблиці 1П.36 [3] мінімально допустимий розрахунковий діаметр ведучого (малого) шківa $d_{p1} = 90$ мм.

При коефіцієнті ковзання $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ (розрахункове значення $\varepsilon = 0,015$) діаметр d_{p2} ведучого шківa:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot u \cdot (1 - \varepsilon). \quad (1.16)$$

$$d_{p2} = 90 \cdot 1,43 \cdot (1 - 0,015) = 126,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $d_{p2} = 125$ мм.

Визначаємо фактичне передавальне число U_ϕ і перевіряємо його відхилення ΔU від заданого U [3]:

$$U_\phi = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\varepsilon)}; \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100 \leq 4$$

Тоді маємо:

$$U_\phi = \frac{125}{90 \cdot (1 - 0,015)} = 1,41; \Delta u = \frac{|1,41 - 1,43|}{1,43} \cdot 100 = 1,4 \leq 4\%$$

Міжосьова відстань, в інтервалі від a_{min} до a_{max} [3]:

$$a_{min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0, \quad (1.17)$$

де T_0 – товщина клинового ремня, мм.

$$a_{min} = 0,55 \cdot (90 + 125) + 8 = 126 \text{ мм.}$$

$$a_{max} = 2(d_1 + d_2) = 2 \cdot (90 + 125) = 430 \text{ мм}$$

Приймаємо $a = 300$ мм.

Довжина ремня [3]:

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4 \cdot a} \quad (1.18)$$

$$L_p = 2 \cdot 300 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (90 + 125) + \frac{(125 - 90)^2}{4 \cdot 300} = 939 \text{ мм.}$$

Отримане значення округляємо до найближчого стандартного: $L_p = 1000$ мм.

Уточнене міжосьова відстань за формулою [3]:

$$a = 0,25 \cdot \left((L_p - 0,5\pi(d_1 + d_2)) + \sqrt{(L_p - 0,5\pi(d_1 + d_2))^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right)$$

$$a = 0,25 \cdot ((1000 - 0,5 \cdot 3,14 \cdot (90 + 125)) + \sqrt{(1000 - 0,5 \cdot 3,14 \cdot (90 + 125))^2 - 2 \cdot (125 - 90)^2}) = 331 \text{ мм.}$$

Таким чином, маємо міжосьова відстань $a = 331 \text{ мм}$.

Кут обхвату ремнем меншого шківa

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} \geq 120^\circ \quad (1.19)$$

$$\alpha = 180 - 57 \cdot \frac{125 - 90}{331} = 174^\circ$$

Визначаємо допустиму потужність $[P]$, передану одним клиновим ремнем в умовах експлуатації розраховується передачі

Швидкість ремня V (м/с):

$$V = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 1430}{60 \cdot 10^3} = 6,7 \text{ м/с.}$$

Залежно від отриманої величини V лінійним інтерполюванням визначаємо приведену потужність $[P_0]$, передану одним клиновим ремнем.

Для перетину ремня A при $d_{p1} = 90 \text{ мм}$ по табл. 1П.38 [3] маємо:

$$V$$

$$\text{м/с } [P_0] = 0,84 \text{ кВт;}$$

Тоді при $V = 6,7 \text{ м/с}$ методом інтерполяції:

$$[P_0] = 0,84 + \frac{1,39 - 0,84}{10 - 5} (6,7 - 5) = 1,027 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт кута обхвату α_1 по таблиці 1П.39 [3] на ведучому (меншому) шківі ($\alpha_1 = 170^\circ$) $C_\alpha = 0,98$.

Для передавального числа U_ϕ коефіцієнт C_u по таблиці 1П.40 [3] ($U_\phi =$

Коефіцієнт довжини ремня [3]:

$$Cl=6110, \quad (1.21)$$

де l – стандартн довжина ремня, мм;

l

– базова довжина ремня від діаметра шківa до діаметра шківa, мм.

$$C_l = \sqrt[6]{\frac{1000}{1700}} = 0,92.$$

Коефіцієнт режиму навантаження $C_p = 1,2$.

Тоді допускається потужність, що передається одним клиновим ременем в умовах експлуатації розраховується передачі [3]:

$$P = P_0 C_\alpha C_u C_l / C_p, \quad (1.22)$$

получимо:

$$[P] = \frac{1,027 \cdot 0,98 \cdot 1,05 \cdot 0,92}{1,2} = 0,81 \text{ кВт.}$$

Визначаємо число ременів по формулі [3]:

$$z = \frac{P_1}{[P] \cdot C_z} < 6 \quad (1.22)$$

де C_z — коефіцієнт числа ременів.

При потужності на провідному (меншому) шківі $P_1 = P_{\text{тр}} = 4 \text{ кВт}$, задавши коефіцієнтом $C_z = 0,9$, маємо:

$$z = \frac{3,3}{0,81 \cdot 0,9} = 4,5.$$

Визначення силу попереднього натягу $F_0(H)$ одного клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_l}{z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_u} + qV^2, \quad (1.23)$$

де q — маса 1 м довжини ремня; для ремня перетину A $q = 0,105 \text{ кг/м}$.

Тоді:

$$F_0 = \frac{850 \cdot 3,328 \cdot 1,2 \cdot 0,92}{4 \cdot 6,7 \cdot 0,98 \cdot 1,05} + 0,105 \cdot 6,7^2 = 118 \text{ Н.}$$

Визначаємо консольну навантаження на вал $F(H)$ пасової передачі:

$$F = 2F_0 z \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 118 \cdot 4 \cdot \sin \frac{174^\circ}{2} = 943 \text{ Н.} \quad (1.24)$$

2) Розрахуємо клиноременну передачу, яка з'єднує IV і V вали. Раніше визначили потужність на IV валу: $P_{IV} = 3,50 \text{ кВт}$.

І					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П...
Е						21
142	П...	№ докум.	П...	П...		

Виходячи з того, що максимальна частота обертання валу IV за графіком частот обертання дорівнює 2000 хв-1, по таблиці 1П. 35 [3] вибираємо клиновий ремінь нормального перетину А, ширина ремня $b = 13$ мм, ширина ремня по нейтральній лінії $b_p = 11$ мм, товщина $h = 8$ мм, площа поперечного перерізу $A = 81$ мм².

Приймаємо діаметри ведучого і веденого шківів $D_{p3} = D_{p4} = 160$ мм.

Визначаємо фактичне передавальне число U_f і перевіряємо його відхилення ΔU від заданого U :

$$U_f = \frac{d_{p3}}{d_{p4}(1-\varepsilon)}; \Delta u = \frac{|u_f - u|}{u} \cdot 100 \leq 4$$

Тоді маємо:

$$U_f = \frac{160}{160 \cdot (1 - 0,015)} = 1,01; \Delta u = \frac{|1,01 - 1|}{1} \cdot 100 = 0,01 \leq 4\%$$

Міжосьова відстань, в інтервалі від a_{min} до a_{max} :

$$a_{min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0$$

де T_0 – товщина клинового ремня, мм.

$$a_{min} = 0,55 \cdot (160 + 160) + 8 = 184 \text{ мм}$$

$$a_{max} = 2(d_1 + d_2) = 2 \cdot (160 + 160) = 640 \text{ мм}$$

Приймаємо $a = 640$ мм.

довжина ремня:

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 640 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot$$

$$\cdot (160 + 160) + \frac{(160 - 160)^2}{4 \cdot 640} = 1782 \text{ мм};$$

Отримане значення округляємо до найближчого стандартного: $L_p = 1800$ мм.

Уточнена міжосьова відстань

$$a = 0,25 \cdot \left((L_p - 0,5\pi(d_1 + d_2)) + \sqrt{(L_p - 0,5\pi(d_1 + d_2))^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right)$$

$$a = 0,25 \cdot ((1800 - 0,5 \cdot 3,14 \cdot (160 + 160)) +$$

$$+\sqrt{(1800 - 0,5 \cdot 3,14 \cdot (160 + 160))^2} = 648,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо міжосьова відстань $a = 649 \text{ мм.}$

Кут обхвату ременем меншого шківів

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} \geq 120^\circ$$

$$\alpha = 180 - 57 \cdot \frac{160 - 160}{649} = 180^\circ$$

Визначаємо допустиму потужність $[P]$, передану одним клиновим ременем в умовах експлуатації розраховується передачі

Швидкість ременя V (м/с):

$$V = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 2000}{60 \cdot 10^3} = 16,75 \text{ м/с.}$$

Залежно від отриманої величини V лінійним інтерполюванням визначаємо приведену потужність $[P_0]$, передану одним клиновим ременем.

Для перетину ременя A при $d_{p1} = 160 \text{ мм}$ по табл. 1П.38 [1] маємо:

$$\text{м/с } [P_0] = 3,20 \text{ кВт;}$$

Тоді при $V = 16,75 \text{ м/с}$ маємо: $[P_0] = 3,287 \text{ кВт.}$

$$[P_0] = 3,20 + \frac{3,78 - 3,20}{20 - 15} (16,75 - 16) = 3,287 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт кута обхвату α_1 по таблиці 1П.39 [3] на провідному (меншому) шківі ($\alpha_1 = 170^\circ$) $C_\alpha = 0,98$.

Для передавального числа U_ϕ коефіцієнт C_u по таблиці 1П.40 [3] ($U_\phi =$

Коефіцієнт довжини ременя:

$$Cl=6llo,$$

де l – стандартна довжина ременя, мм;

Для перетину ременя A ($l = 1782 \text{ мм; } l_0 = 1700 \text{ мм}$):

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П.с
142	П.с	№ докум.	П.с	П.с		22

$$C_l = \sqrt[6]{\frac{1782}{1700}} = 1,00.$$

Коефіцієнт режиму навантаження $C_p = 1,2$.

Тоді допускається потужність, що передається одним клиновим ременем в умовах експлуатації розраховується передачі:

$$P = P_0 C_\alpha C_u C_l / C_p,$$

отримаємо:

$$[P] = \frac{3,287 \cdot 0,98 \cdot 1,05 \cdot 1,00}{1,2} = 2,82 \text{ кВт.}$$

Визначаємо число ременів по формулі:

$$z = \frac{P_{IV}}{[P] \cdot C_z} < 6$$

де C_z — коефіцієнт числа ременів:

При потужності на ведучому (меншому) шківі $P_{IV} = 3,5$ кВт, задаючись коефіцієнтом $C_z = 0,9$, маємо:

$$z = \frac{3,5}{2,82 \cdot 0,85} = 1,46.$$

Прийmemo кількість ременів $z = 3$.

Визначення силу попереднього натягу F_0 (Н) одного клинового ремня:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_{IV} \cdot C_p \cdot C_l}{z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_u} + qV^2,$$

де q — маса 1 м довжини ремня; для ремня перетину A $q = 0,105$ кг/м.

Тоді:

$$F_0 = \frac{850 \cdot 3,50 \cdot 1,2 \cdot 1,00}{3 \cdot 16,75 \cdot 0,98 \cdot 1,05} + 0,105 \cdot 16,75^2 = 98,5 \text{ Н.}$$

Визначаємо консольне навантаження на вал F (Н) пасової передачі:

$$F = 2F_0 z \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 98,5 \cdot 3 \cdot \sin \frac{180^\circ}{2} = 591 \text{ Н.}$$

3.4 Попередній розрахунок валів

Діаметри валів визначимо з умови міцності на кручення (12. [4])

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (1.25)$$

де T – крутний момент на валу, Н·мм;

$[\tau]$ – допустиме умовне напруження при крученні, Н/мм².

При орієнтовному розрахунку валів $[\tau]$ приймається 10...20 МПа.

Орієнтовний діаметр вала II:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{36,16 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (10 \dots 20)}} = 20,8 \dots 26,25 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр вихідного кінця вала $d_2 = 22$ мм. Приймаємо діаметр валу під підшипник $d_2 = 25$ мм, під електромагнітними муфтами приймаємо діаметр валу $d_m = 25$ мм.

Орієнтовний діаметр вала III:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_{III}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{43,69 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (10 \dots 20)}} = 22,18 \dots 27,95 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр валу під підшипниками $d_3 = 25$ мм, а під зубчастими колесами $d_k = 30$ мм.

Орієнтовний діаметр вала IV:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{T_{IV}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{26,81 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (10 \dots 20)}} = 18,8 \dots 23,75 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр валу під підшипниками $d_4 = 25$ мм, під електромагнітними муфтами приймаємо діаметр валу $d_m = 25$ мм.

Орієнтовний діаметр вала V:

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{T_V}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{25,28 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (10 \dots 20)}} = 18,48 \dots 23,29 \text{ мм.}$$

Оскільки вал V порожнистий вал шестерня, то приймаємо діаметр внутрішній $d_{\text{внутр}}=45$ мм, діаметр зовнішній $d_{\text{п}}=60$ мм.

Орієнтовочний діаметр вала VI:

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{T_{VI}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{68 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (10 \dots 20)}} = 25,71 \dots 32,31 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр валу під підшипник $d_6 = 30$ мм.

Орієнтовний діаметр вала VII:

$$d_7 = \sqrt[3]{\frac{T_{VII}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{180 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (10 \dots 20)}} = 30 \dots 37,79 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр валу під підшипник $d_7 = 35$ мм.

Уточнений розрахунок валів

Розрахуємо вал VI. Крутний момент на валу $T_{VI} = 68$ Нм, розрахункова кількість обертів вала за розрахунковою ланцюгом $n = 448$ хв-1 коли в зацепленні знаходяться зубчасті колеса $Z_{13}-Z_{14}$ з валом VI і $Z_{15}-Z_{16}$ з валом VII.

Окружне зусилля в зацепленні $Z_{15}-Z_{16}$:

$$F_{t15} = F_{t16} = \frac{2T_{VI}}{d_{15}} = \frac{2 \cdot 68 \cdot 10^3}{70} = 1943 \text{ Н.}$$

Радіальне зусилля:

$$F_{r15} = F_{r16} = F_{t15} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2245 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 707 \text{ Н.}$$

Окружне зусилля в зацепленні $Z_{13}-Z_{14}$:

$$F_{t13} = F_{t14} = \frac{2T_{VI}}{d_{14}} = \frac{2 \cdot 68 \cdot 10^3}{196} = 694 \text{ Н.}$$

Радіальне зусилля:

$$F_{r13} = F_{r14} = F_{t13} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 694 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 253 \text{ Н.}$$

де α – стандартний кут профілю ($\alpha = 20^\circ$).

Визначимо реакції опор в двох площинах. Для цього складемо розрахункову схему вала (рисунок 1.6). Відстань між опорами і прикладаються силами приймаємо з креслення приводу: $a = 46$ мм, $b = 127,5$ мм, $c = 103$ мм.

Для вертикальній площині ZOX :

$$\Sigma M_{AY} = 0; -F_{r13} \cdot a - F_{r15} \cdot (a+b) + R_{BY} \cdot (a+b+c) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{BY} = (F_{r13} \cdot a + F_{r15} \cdot (a+b)) / (a+b+c) =$$

$$= (253 \cdot 46 + 707 \cdot (46+127,5)) / (46+127,5+103) = 485,7 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_{BY} = 0; F_{r15} \cdot c + F_{r13} \cdot (c+b) - R_{AY} \cdot (c+b+a) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{AY} = (F_{r15} \cdot c + F_{r13} \cdot (c+b)) / (c+b+a) =$$

$$= (707 \cdot 103 + 253 \cdot (103+127,5)) / (103+127,5+46) = 474,3 \text{ Н.}$$

Перевірка: $\Sigma Y = 0$;

$$-R_{AY} + F_{r13} + F_{r15} - R_{BY} = -474,3 + 253 + 707 - 485,7 = 0 \Rightarrow$$

\Rightarrow реакції знайдені правильно.

Для горизонтальної площині YOX :

$$\Sigma M_{AX} = 0; F_{t13} \cdot a - F_{t15} \cdot (a+b) + R_{BX} \cdot (a+b+c) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{BX} = (F_{t15} \cdot (a+b) - F_{t13} \cdot a) / (a+b+c) =$$

$$= (1943 \cdot (46+127,5) - 694 \cdot 46) / (103+127,5+46) = 1103,7 \text{ Н.}$$

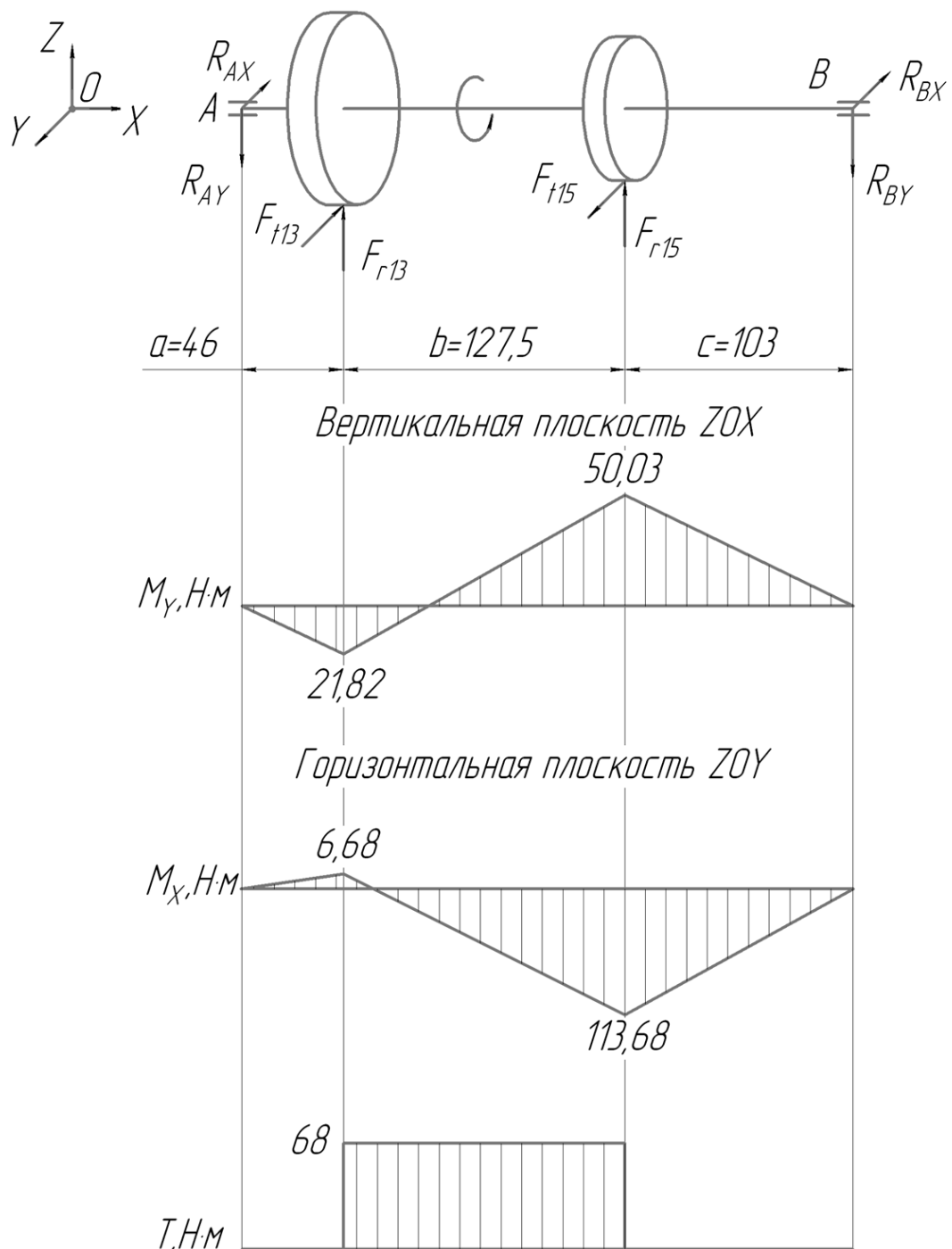


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема вала VI

$$\Sigma M_{BX} = 0; F_{t15} \cdot c - F_{t13} \cdot (c+b) - R_{AX} \cdot (c+b+a) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{AX} = (F_{t15} \cdot c - F_{t13} \cdot (c+b)) / (c+b+a) =$$

$$= (1943 \cdot 103 - 694 \cdot (103+127,5)) / (103+127,5+46) = 145,3 \text{ Н.}$$

Перевірка: $\Sigma X = 0;$

$$R_{AX} + F_{t13} - F_{t15} + R_{BX} = 145,3 + 694 - 1943 + 1103,7 = 0 \Rightarrow$$

=> реакції знайдені правильно.

Визначаємо сумарні реакції опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{145,3^2 + 474,3^2} = 496 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1103,7^2 + 485,7^2} = 1206 \text{ Н}.$$

Визначаємо значення згинальних моментів у характерних перетинах вала і будуємо епюри моментів для двох площини (рисунок 1.6):

Для вертикальної площини ZOX :

Під колесом $Z_{13} - M_{Y13} = -R_{AY} \cdot a = -474,3 \cdot 0,046 = -21,82 \text{ Н} \cdot \text{м};$

Під колесом $Z_{15} - M_{Y15} = R_{BY} \cdot c = 485,7 \cdot 0,103 = 50,03 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Для горизонтальної площини YOX :

Під колесом $Z_{13} - M_{X13} = -R_{AX} \cdot a = -145,3 \cdot 0,046 = -6,68 \text{ Н} \cdot \text{м};$

Під колесом $Z_{15} - M_{X15} = R_{BX} \cdot c = 1103,7 \cdot 0,103 = 113,68 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Визначаємо значення сумарного згинального моменту:

Під колесом Z_{13}

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{X13}^2 + M_{Y13}^2} = \sqrt{6,68^2 + 21,82^2} = 22,82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Під колесом Z_{15}

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{X15}^2 + M_{Y15}^2} = \sqrt{113,68^2 + 50,03^2} = 124,20 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Будуємо епюру крутного моменту (рисунок 1.6).

Визначаємо значення еквівалентних згинальних моментів в цих же перетинах:

Під колесом Z_{13}

$$M_{E13} = \sqrt{M_{\Sigma 13}^2 + T_{III}^2} = \sqrt{22,82^2 + 68^2} = 71,73 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Під колесом Z_{15}

$$M_{E15} = \sqrt{M_{\Sigma 15}^2 + T_{III}^2} = \sqrt{124,20^2 + 68^2} = 141,59 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Самий навантажений перетин під колесом Z_{15} .

Визначаємо діаметр вала в самому навантаженому перерізі Z_{15} :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{E15}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_u}} = \sqrt[3]{\frac{141,59 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 29,53 \text{ мм.}$$

Раніше прийняте значення $d = 32$ мм. Це більше ніж потрібно за розрахунком. Міцність по напруженням вигину забезпечена.

Перевірка вала на витривалість є перевіркою на міцність від втоми. Ця перевірка полягає у визначенні запасів міцності в небезпечних перетинах перевіряемого вала.

Для найбільш небезпечного перерізу вала (перетин) визначаємо коефіцієнт запасу втомної міцності S і порівнюємо його з допустимим значенням $[S]$, приймаємо зазвичай 1,5...2,5 [3].

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (1.25)$$

де S_σ – коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженням [3]:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1.26)$$

де σ_{-1} – межа витривалості сталі при симетричному циклі вигину, МПа;

(по таблиці 9.1 [3] $\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$);

$K_{\sigma D}$ – сумарний коефіцієнт, що враховує для даного перетину вала вплив всіх факторів на опір втоми при вигині;

σ_a – амплітуда напружень циклу, МПа;

ψ_σ – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень;

σ_m – середня напруга циклу, МПа ($\sigma_m = 0$).

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma / K_d + K_F - 1}{K_V} \quad (1.27)$$

де K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напруг (за таблицею 9.4 [3] $K_\sigma = 2,2$);

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу (за таблицею 9.6 [3] $K_\sigma / K_d = 3,5$)

K_F – коефіцієнт вплив шорсткості поверхні (за таблицею 9.7

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П. ...
142	П. ...	№ докум.	П. ...	П. ...		10

$$[3] K_F = 1,15);$$

K_V – коефіцієнт вплив зміцнення (за таблицею 9.8 [3] $K_V = 1,4$).

Таким чином

$$K_{\sigma D} = \frac{3,5 + 1,15 - 1}{1,4} = 2,6$$

Амплітуду напружень циклу визначаємо за формулою [3]:

$$\sigma_a = \frac{M}{W} \quad (1.28)$$

де M – результуючий вигинаючий момент, Н·мм;

W – осьовий момент опору перерізу валу, мм³.

По таблиці 9.2 [3]:

$$W = \frac{\xi \pi d^3}{32} \quad (1.29)$$

де d – діаметр вала, мм;

ξ – для шліців легкої серії $\xi = 1,125$.

$$W = \frac{1,125 \cdot 3,14 \cdot 32^3}{32} = 3617 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = \frac{124200}{3617} = 34,34$$

Коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень ψ_σ визначаємо за формулою:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B \quad (1.30)$$

де σ_B – межа міцності, МПа.

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900 = 0,2$$

$$S_\sigma = \frac{380}{2,6 \cdot 34,34 + 0,2 \cdot 0} = 4,26.$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (1.31)$$

де τ_{-1} – межа витривалості стали при симетричному циклі вигину, МПа;

(за таблицею 9.1 [3] $\sigma_{-1} = 230 \text{ МПа}$);

$K_{\tau D}$ – сумарний коефіцієнт, що враховує для даного перетину вала вплив всіх факторів на опір втоми при вигині;

τ_a – амплітуда напружень циклу, МПа

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	Л. 11
142	Л. 11	№ докум.	П. 11	Л. 11		

ψ_τ – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень

τ_m – середня напруга циклу, МПа ($\tau_m = \tau_a$);

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau / K_d + K_F - 1}{K_V} \quad (1.32)$$

де K_τ – ефективний коефіцієнт концентрації напруг (за таблицею

9.4 [3] $K_\tau = 2$);

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу (за таблицею 9.6 [3] $K_\tau / K_d = 2,5$);

K_F – коефіцієнт вплив шорсткості поверхні (за таблицею 9.7 [3] $K_F = 1,15$);

K_V – коефіцієнт вплив зміцнення (за таблицею 9.8 [3] $K_V = 1,4$).

Таким чином

$$K_{\tau D} = \frac{2,5 + 1,15 - 1}{1,4} = 1,89.$$

Амплітуду напружень циклу визначаємо за формулою [3]:

$$\sigma_a = \frac{M}{W_K} \quad (1.33)$$

где M – результуючий вигинаючий момент, Н·мм;

W_K – полярний момент опору перерізу валу, мм³.

За таблицею 9.2 [3]:

$$W = \frac{\xi \pi d^3}{16} = \frac{1,125 \cdot 3,14 \cdot 32^3}{16} = 7235 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_a = \frac{124200}{7235} = 17,16$$

Коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень ψ_τ визначаємо за формулою:

$$\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1$$

$$S_\tau = \frac{230}{1,89 \cdot 17,16 + 0,1 \cdot 17,16} = 6,74.$$

$$S = \frac{4,26 \cdot 6,74}{\sqrt{4,26^2 + 6,74^2}} = 3,6 > [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Опір втоми вала в небезпечному перерізі забезпечується.

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П. ...
142	П. ...	№ докум.	П. ...	П. ...		17

3.6 Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість і кут крутіння

При розрахунку визначають пружне переміщення шпинделя в перерізі його переднього кінця, для якого проводиться стандартна перевірка шпиндельного вузла на жорсткість. Це переміщення приймають в якості пружного переміщення переднього кінця шпинделя.

У переміщенні враховують тільки деформації тіла шпинделя і його опор.

Пружне переміщення переднього кінця шпинделя визначимо за формулою 6.2 [1]

$$\delta = P \cdot \left[\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot I_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1 - \epsilon)}{3 \cdot E \cdot I_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1 - \epsilon) + j_B \cdot [l + a \cdot (1 - \epsilon)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right] + Q \cdot (1 - \epsilon) \cdot \left[\frac{j_B \cdot (l + a) - j_A \cdot (l - b)}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} - \frac{a \cdot (b^3 + 2 \cdot b \cdot l^2 - 3 \cdot b^2 \cdot l)}{3 \cdot E \cdot I_2 \cdot l} \right], \quad (1.34)$$

де P – сила різання, Н;

a – довжина консольної частини шпинделя, м;

E – модуль пружності матеріалу шпинделя, Па;

I_1 – середнє значення моменту інерції перерізу консол, м⁴;

I_2 – середнє значення моменту інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами, м⁴;

l – довжина шпинделя між опорами, м;

ϵ – коефіцієнт защемлення;

j_A – радіальна жорсткість передньої опори, Н · м;

j_B – радіальна жорсткість задньої опори, Н · м;

Q – сила, що діє на шпиндель з боку приводу, Н;

b – відстань від точки прикладання сили Q до передньої опори, м.

Виходячи з формули ефективної потужності різання

$$N_v = \frac{P_z \cdot v}{61200}$$

визначимо силу різання:

$$P_z = \frac{N_v \cdot 61200}{v},$$

де v – швидкість різання.

$$v = \frac{\pi \cdot D_{max} \cdot n_p}{1000} = \frac{3,14 \cdot 320 \cdot 160}{1000} = 160,7 \frac{м}{мин},$$

де $D_{max} = 320 \text{ мм}$ – максимальний діаметр заготовки;

$n_p = 160 \text{ мин}^{-1}$ – число обертів шпинделя за розрахунковою схемою.

Тоді

$$P_z = \frac{3 \cdot 61200}{160,7} = 1143 \text{ Н}.$$

Складові сили різання, радіальну P_y і осьову P_x визначимо користуючись наближеними співвідношеннями (сторінка 229 [5]):

$$P_x = (0,4 \div 0,6)P_z = 0,5 \cdot 1143 = 572 \text{ Н};$$

$$P_y = (0,2 \div 0,4)P_z = 0,3 \cdot 1143 = 343 \text{ Н}.$$

Модуль пружності матеріалу шпинделя сталь 40X $E = 2 \cdot 10^5 \frac{Н}{мм^2}$.

Коефіцієнт зацемлення по таблиці 6.22 [1] $\epsilon = 0,30 \dots 0,45$.

Приймаємо $\epsilon = 0,35$.

З компоновальною схеми знаходимо відстані a , l , b : $a = 81 \text{ мм}$; $b = 97,5 \text{ мм}$; $l = 487 \text{ мм}$.

Радіальні жорсткості j_A і j_B визначаємо по рисунку 6.15 [1]. $j_A = 450 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, $j_B = 300 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Сила Q , діюча на шпиндель з боку приводу, дорівнює:

$$Q = F_{t16} \cdot \tan \alpha;$$

$$F_{t16} = \frac{2T_{VI}}{d_{15}} = \frac{2 \cdot 68 \cdot 10^3}{70} = 1943 \text{ Н}.$$

$$F_{r16} = 1943 \cdot \tan 20^\circ = 707 \text{ Н}.$$

Середнє значення моменту інерції перерізу консолі I_1 :

$$I_1 = \frac{\pi d_{kc}^4}{64}$$

де d_{kc} – середній діаметр перетину консолі.

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П. ...
142	П. ...	№ докум.	П. ...	П. ...		ЛЛ

$$d_{kc} = \frac{\sum d_i l_i}{a}$$

де d_i, l_i – діаметри і довжини ділянок шпинделя, мм;

a – довжина консольної частини шпинделя, мм.

$$d_{kc} = \frac{67 \cdot 50 + 112 \cdot 31}{81} = 84,2 \text{ мм.}$$

Тоді

$$I_1 = \frac{3,14 \cdot 84,2^4}{64} = 2,47 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Середнє значення моменту інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами I_1 :

$$I_2 = \frac{\pi d_{nc}^4}{64}$$

де d_{nc} – середній діаметр перетину шпинделя в прольоті між опорами.

$$d_{nc} = \frac{\sum d_i l_i}{l}$$

де d_i, l_i – діаметри і довжини ділянок шпинделя, мм;

l – довжина шпинделя між опорами, мм.

$$d_{kc} = \frac{65 \cdot 89 + 43 \cdot 379 + 36,7 \cdot 10}{478} = 47 \text{ мм.}$$

Тоді

$$I_2 = \frac{3,14 \cdot 47^4}{64} = 2,4 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

На рисунку 3.2 зображена розрахункова схема шпинделя.

Переміщення переднього кінця шпинделя під дією сили P_Z :

$$\begin{aligned} \delta_x = & 1143 \cdot \left[\frac{81^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,47 \cdot 10^6} + \frac{81^2 \cdot 487 \cdot (1 - 0,35)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5} + \right. \\ & \left. + \frac{450 \cdot 10^3 \cdot 81^2 \cdot (1 - 0,35) + 270 \cdot 10^3 \cdot [487 + 81 \cdot (1 - 0,35)]^2}{450 \cdot 10^3 \cdot 300 \cdot 10^3 \cdot 487^2} \right] + \\ & + 707 \cdot (1 - 0,35) \cdot \left[\frac{300 \cdot 10^3 \cdot (487 + 81) - 450 \cdot 10^3 \cdot (487 - 97,5)}{450 \cdot 10^3 \cdot 300 \cdot 10^3 \cdot 487^2} - \right. \end{aligned}$$

$$-\frac{81 \cdot (97,5^3 + 2 \cdot 97,5 \cdot 487^2 - 3 \cdot 97,5^2 \cdot 487)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5 \cdot 487} \Bigg] =$$

$$= 1143 \cdot (3,5860 \cdot 10^{-7} + 1,4423 \cdot 10^{-6} + 2,5157 \cdot 10^{-6}) + 459,5 \cdot$$

$$\cdot (-1,5226 \cdot 10^{-10} - 4,7465 \cdot 10^{-7}) = 4,9 \cdot 10^{-3} - 2,1817 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

Переміщення переднього кінця шпинделя під дією сили P_Y .

$$\delta_Y = 343 \cdot \left[\frac{81^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,47 \cdot 10^6} + \frac{81^2 \cdot 487 \cdot (1 - 0,35)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5} + \right.$$

$$\left. + \frac{420 \cdot 10^3 \cdot 81^2 \cdot (1 - 0,35) + 270 \cdot 10^3 \cdot [487 + 81 \cdot (1 - 0,35)]^2}{420 \cdot 10^3 \cdot 270 \cdot 10^3 \cdot 487^2} \right] -$$

$$- 1943 \cdot (1 - 0,35) \cdot \left[\frac{270 \cdot 10^3 \cdot (487 + 81) - 420 \cdot 10^3 \cdot (487 - 97,5)}{420 \cdot 10^3 \cdot 270 \cdot 10^3 \cdot 487^2} - \right.$$

$$\left. - \frac{81 \cdot (97,5^3 + 2 \cdot 97,5 \cdot 487^2 - 3 \cdot 97,5^2 \cdot 487)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5 \cdot 487} \right] =$$

$$= 343 \cdot (3,5860 \cdot 10^{-7} + 1,4423 \cdot 10^{-6} + 2,5157 \cdot 10^{-6}) - 1263 \cdot$$

$$\cdot (-1,5226 \cdot 10^{-10} - 4,7465 \cdot 10^{-7}) = 1,48 \cdot 10^{-3} + 5,9967 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 2 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

Сумарний прогин δ :

$$\delta = \sqrt{\delta_X^2 + \delta_Y^2} = \sqrt{0,0046^2 + 0,002^2} = 0,005 \text{ мм.}$$

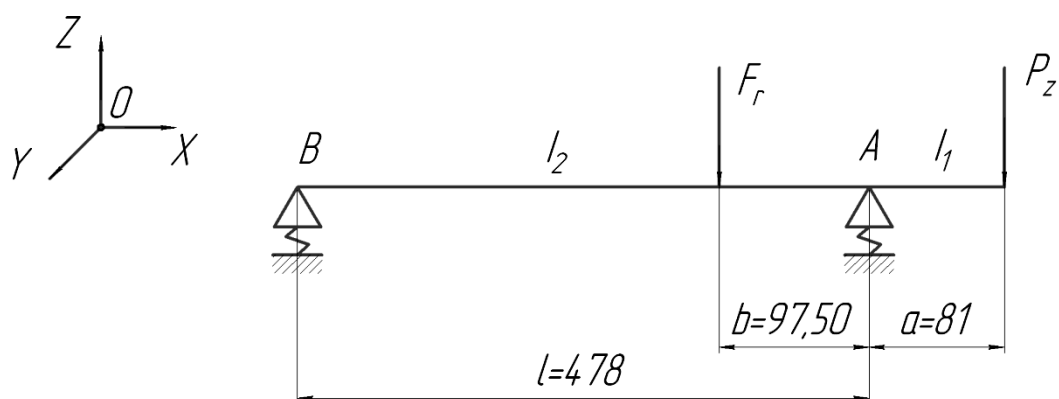
Допустимий прогин кінця шпинделя [1] $\delta_{don} = 12 \text{ мкм.}$

Таким чином $\delta = 5 \text{ мкм} < \delta_{don} = 12 \text{ мкм.}$

Кут повороту (рад) в передній опорі [1]

$$\theta_A = \frac{1}{3EI_2} \left[Pal - \frac{Q}{2l} (b^3 - 2bl^2 - 3b^2l) \right] \quad (1.35)$$

Вертикальная плоскость YOZ



Горизонтальная плоскость XOZ

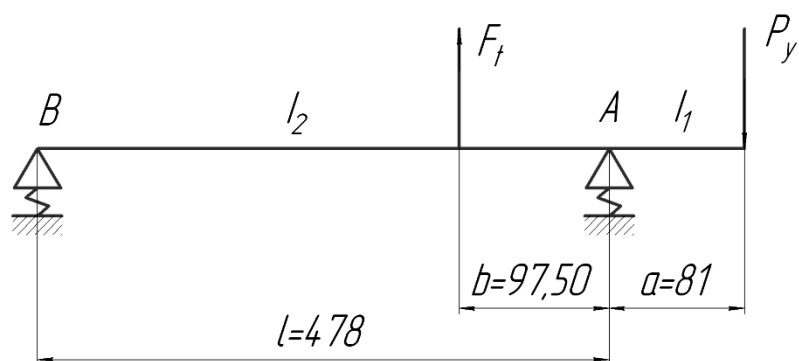


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема шпинделя

Горизонтальна площина

$$\theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5} \cdot \left[1143 \cdot 81 \cdot 487 - \frac{707,2}{2 \cdot 487} \cdot (97,5^3 - 2 \cdot 97,5 \cdot 487^2 - 3 \cdot 97,5^2 \cdot 487) \right] = 6,1166 \cdot 10^{-4}$$

Вертикальна площина

$$\theta_B = \frac{1}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5} \cdot \left[343 \cdot 81 \cdot 487 - \frac{1943}{2 \cdot 487} \cdot (97,5^3 - 2 \cdot 97,5 \cdot 487^2 - 3 \cdot 97,5^2 \cdot 487) \right] = 9,1420 \cdot 10^{-4}$$

Сумарний кут повороту в одну площину:

$$\theta = \sqrt{\theta_A^2 + \theta_B^2} = \sqrt{0,00061^2 + 0,00091^2} = 0,001 \text{ рад.}$$

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	Л. 17
142	Л. 17	№ докум.	П. 17	Л. 17		

Допустимий кут повороту шпинделя в одну площину [6] $\theta_{\text{дон}} = 0,001 \text{ рад.}$

Таким чином $\theta = 0,001 \text{ рад} = \theta_{\text{дон}} = 0,001 \text{ рад.}$

Значить, шпиндель по жорсткості відповідає заданим режимам роботи.



4 КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ

При модернізації коробки швидкостей верстата 1A616 ,доцільним механізмом перемикавання ступенів швидкостей було обрано механізм що складається з зубчатого сектора та рейки рух яким надає з'єднана з ними рукоятка, який передається безпосередньо на вилку котра й переміщує блок зубчастих коліс. На 4.1, б показана схема до визначення радіусу важеля при перемиканні блоку на дві швидкості, а на рис. 4.1, в - на три швидкості.

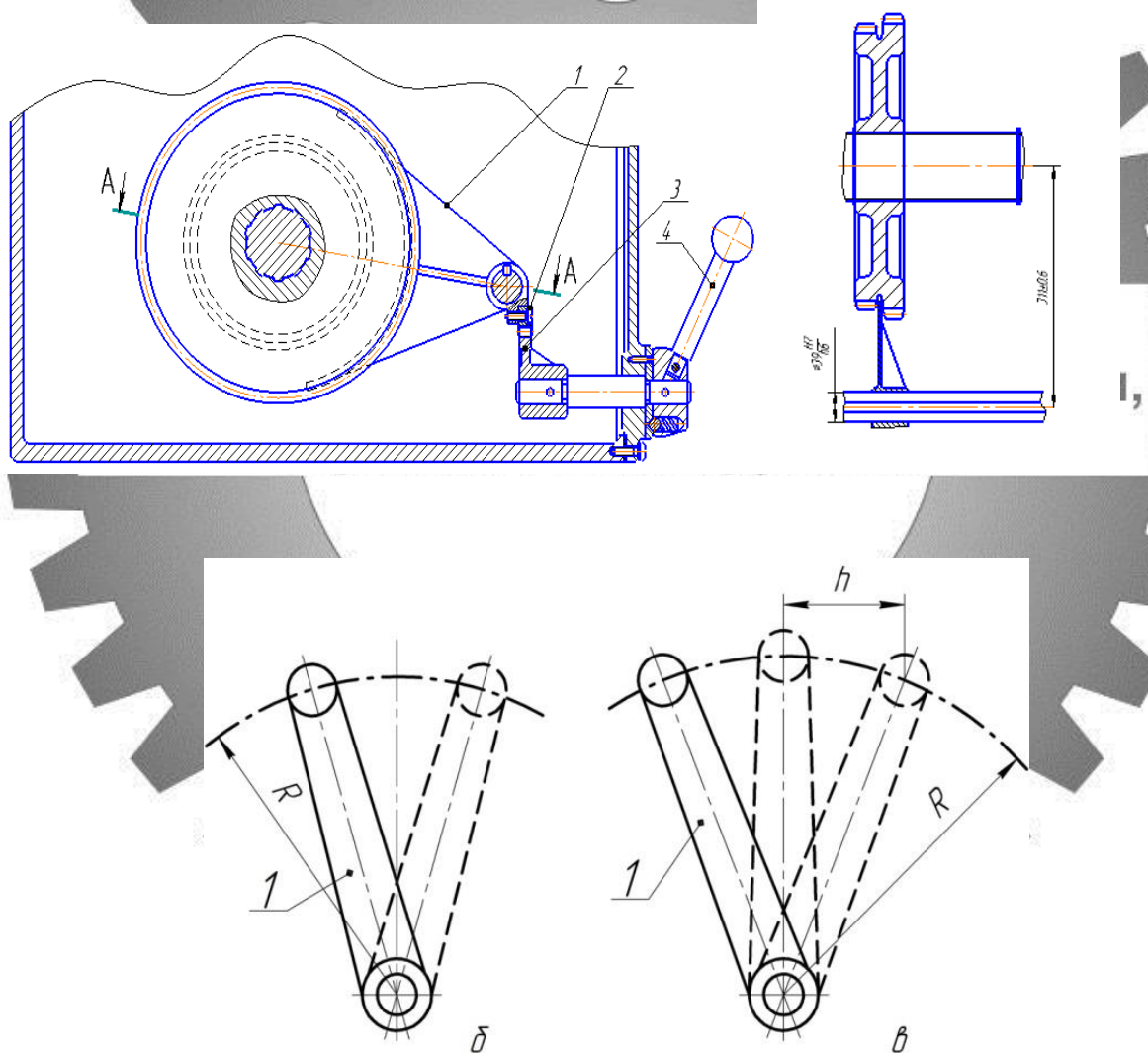


Рисунок 4.1 – Розрахункові схеми положення важеля при переміщенні блоків зубчастих коліс: а) – вигляд на згортці коробки; б) – переключення на два положення; в) – переключення на три положення.

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П.р.
142	П.р.	№ докум.	П.р.	П.р.		ЛО

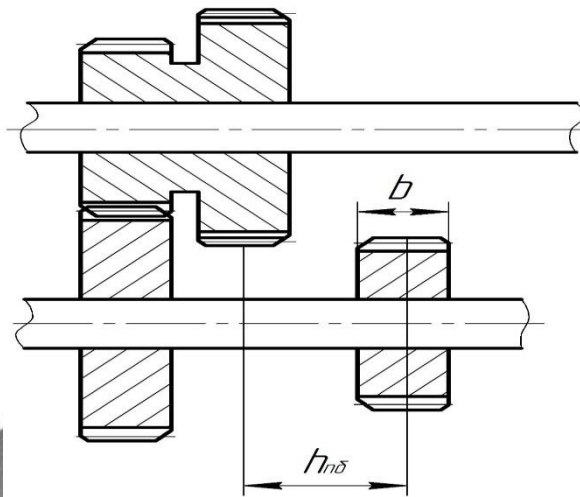


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема положення зубчатого блоку на валу.

			$\eta = 3$				$\eta = 50$
			$\eta = 4$				$\eta = 63$
			$\eta = 5$				$\eta = 80$
			$\eta = 6,3$				$\eta = 100$
			$\eta = 8$				$\eta = 125$
			$\eta = 10$				$\eta = 160$
			$\eta = 12,5$				$\eta = 200$
			$\eta = 16$				$\eta = 250$
			$\eta = 20$				$\eta = 315$
			$\eta = 25$				$\eta = 400$
			$\eta = 31,5$				$\eta = 500$
			$\eta = 40$				$\eta = 630$

Рисунок 4.3 - Таблица переключения ступені коробки швидкостей.

Рисунок 5.1 – Креслення ходового гвинта моделі 1А616

5.2. Розробка маршрутного технологічного процесу

Таблиця 5.1 - Маршрут обробки деталі «Ходовий гвинт»

Номер	Короткий опис операції	Обладнання
005	Відрізання заготовки	16М3Ф3
010	Підрізання торців в розмір	16М3Ф3
015	Правка заготовки	16М3Ф3
020	Шліфування поверхонь	3М163
025	Чорнове шліфування	3М163
030	Фрезерування різі	5350А
035	Правка заготовки	16М3Ф3
040	Напівчистове нарізання різі	5350А
045	Термообробка	Електропіч ТП-61
050	Підрізання торців в розмір	16М3Ф3
055	Чистове шліфування	5350А
060	Чистове нарізання різі	3М163
065	Кінцевий контроль	Стіл ВТК

5.3 Розробка операційного технологічного процесу

Згідно завдання до курсового проекту, для двох визначених операцій, а саме – 015 Токарної з ЧПК, та 065 Фрезерної операцій розробляємо детальний технологічний процес.

Операція 010 Токарна з ЧПК, виконується на токарно-гвинторізному верстаті з ЧПК 16МЗФ3. На даній операції проводиться підрізання торців і центрування заготовки з двох сторін. Для обробки циліндричних та конусних поверхонь вибираємо інструмент – Різець прямий прохідний 2100-0213 Т15К6 ГОСТ 18878-73, для підрізання торців - Різець прохідний упорний 07090 Т15К6 ГОСТ 18879-73. Вимірювальний інструмент: штангенциркуль ШЦ-П-500-0,1 ГОСТ 166-89, штангенглибиномір ШГ-160 ГОСТ160-92, Мікрометр ГОСТ 577-68Р. Призначаємо наступні режими різання. Для першого ріжучого інструменту : $V=180$ м/хв; $S=0,05$ мм/об; $t=0,5$ мм; $n=630$ об/хв. Для другого різця: $V=180$ м/хв; $S=0,08$ мм/об; $t=0,5$ мм; $n=630$ об/хв.

Операція 050 Шліфувальна, виконується на шліфувальному верстаті 3М163. На даній операції проводиться шліфування поверхонь. Для цього використовуємо круг шліфувальний ПП 300х8.0х76 ГОСТ 2424-83;,. У якості вимірювального інструменту: Штангенциркуль ШЦ-П-500-0,1 ГОСТ 166-89; штангенглибиномір ШГ-160 ГОСТ160-92. Призначаємо режими різання: $V=40$ м/с; $S=0,01$ мм/об; $n=120$ об/хв.

6 ПРОЕКТУВАННЯ ВЕРСТАТНОГО ПРИСТРОЮ

Пристосування призначене для розточування і обточування великогабаритних і невеликих за висотою деталей. На пристосуванні можна виконувати деталі загальним діаметром до 500 мм, та висотою до 300 мм.

Основа верстата виконана із загартованої сталі 45. Габаритні розміри основи (діаметр стола 1120 мм) Для точної установки по центру планшайби деталей або настановних пристосувань в планшайбі розточений центрувальний отвір, він захищений від забоїв заглушкою. Габаритні розміри пристосування: 530 x 760.

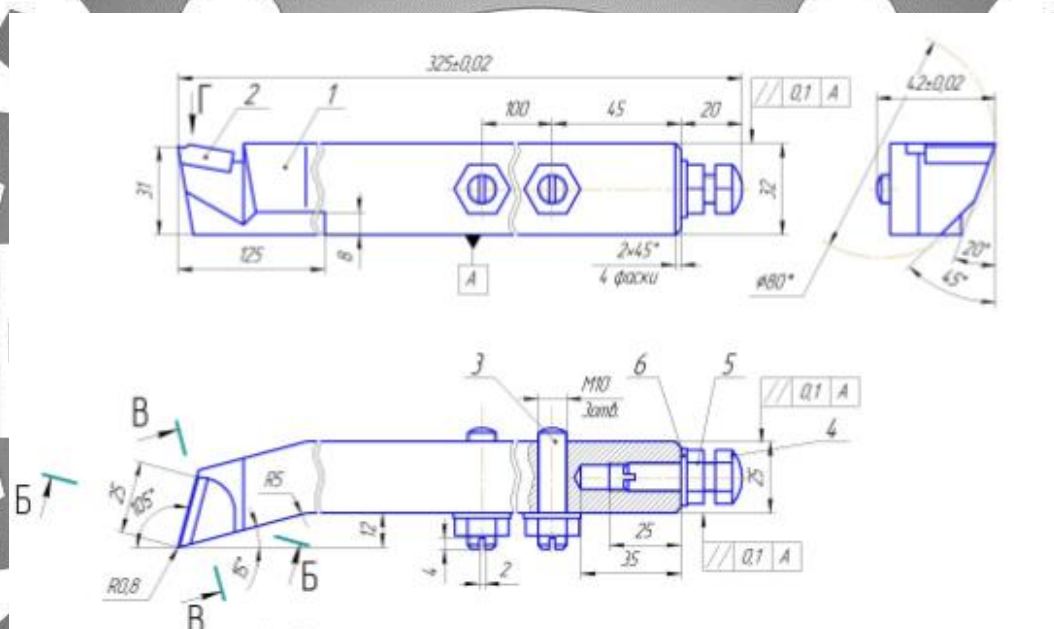


Рисунок 6.1- Інструменти для розточування

Конструкція пристосування: Пристосування (рис.6.1) складається з таких конструктивних елементів: 1- штуцер; 2- основа; 3- поршень; 4- ущільнююче кільце; 5- шток; 6- втулка; 7- плита; 8- опора; 9- корпус; 10- шарнір; 11- корпус пневмоциліндра; 12- пружина; 13- опора.

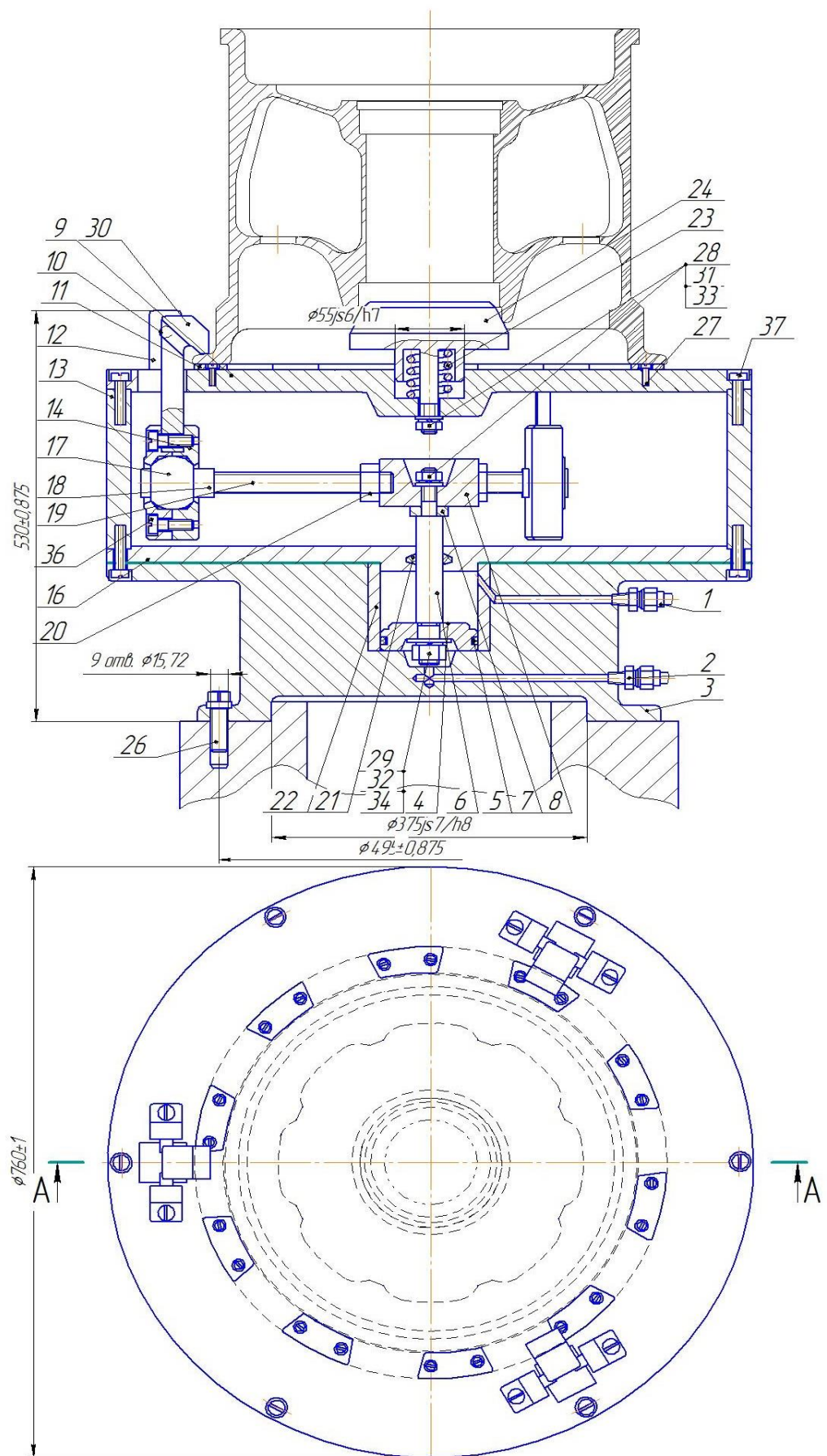


Рисунок 6.2 – Пристосування для розточування і обточування.

							КРБ МОО 14010263 ПЗ		Л. 1
143	Л. 1	№ докум.	П. 1	Л. 1	Л. 1	Л. 1			Л. 1

У циліндрах односторонньої дії зворотний хід поршня здійснюється за допомогою поворотної пружини, а двосторонньої дії - стисненим повітрям. Переваги циліндрів однобічної дії - вдвічі менша витрата повітря, економія у вартості трубопроводів; недолік - обмежений хід поршня, так як при великих ходах через наявність зворотних пружин довжина циліндра значно збільшується. Циліндри двосторонньої дії - найбільш поширений тип пневмоциліндрів, широко використовуваний для механізації і автоматизації пристосувань.

Базуюча опора кріпиться до поверхні основи гвинтами. Крім спеціальних конструктивних елементів, з яких складається пристосування, до нього надходять також універсальні конструктивні елементи, а саме: прихват, опора та болт з гайкою та шайбою для притискання прихвата.

Принцип дії пристосування: Пристосування розміщують на столі верстата по середині. При подачі повітря в пневмокамеру пневмоциліндр рухається в низ, при цьому розвітвлювач також рухається в низ і сприяє переміщенню вісей, які в свою чергу надають рух шарнірам. Через шарніри відбувається переміщення прихвата, який рухається по шпонці під кутом. Це сприяє затисненню заготовки в трьох місцях одночасно.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

Фізичні та фізіологічні параметри шуму. Дія на організм людини.
Нормування. Методи захисту

Під терміном "шум" розуміють будь-який неприємний або небажаний звук або їх поєднання, які заважають сприйняттю корисних сигналів, порушують тишу, негативно впливають на організм людини, знижують його працездатність. Звукові хвилі виникають завжди, якщо в пружному середовищі є нестійке тіло або коли частинки пружного середовища (газоподібної, рідкої або твердої) коливаються внаслідок впливу на них будь-якої збудливої сили. Однак не всі коливальні рухи сприймаються органом слуху як фізіологічне відчуття звуку. Вухом людини може чути лише коливання, частота яких становить від 16 до 20 000 в 1 с. Їх вимірюють у герцах (Гц). Коливання з частотою до 16 Гц називаються інфразвуком, більш 20 000 Гц - ультразвуком, і вухом їх не сприймає. Надалі буде йти мова лише про чутних вухом звукових коливаннях.

Звук, а значить і шум, характеризується: швидкістю звуку c , м/с; частотою f , Гц; звуковим тиском p , Па; інтенсивністю I , Вт/м².

Шкідливий та небезпечний вплив шуму на організм людини встановлено тепер з повною визначеністю. Ступінь такого впливу переважно залежить від рівня та характеру шуму, форми та тривалості впливу, а також індивідуальних особливостей людини. Численні дослідження підтвердили той факт, що шум належить до загальнофізіологічних подразників, які за певних обставин можуть впливати на більшість органів та систем організму людини. Так, за даними медиків дія шуму може спричинити нервові, серцево-судинні захворювання, виразкову хворобу, порушення обмінних процесів та функціонування органів слуху тощо. Із загальної кількості захворювань, які перераховані вище, останнім часом значно зросла частка тих, які спричинені саме шумовим впливом. У зв'язку з цим, слід звернути увагу на той факт, що протягом багатовікової еволюції людина так і не набула здатності

адаптуватись до дії шуму, як і не було створено природного захисту для високочутливого та досконалого органу слуху людини від дії інтенсивного шуму.

Наближено дію шуму різних рівнів можна охарактеризувати у такий спосіб. Шум до 50 дБА, зазвичай, не викликає шкідливого впливу на людину в процесі її трудової діяльності. Шум з рівнем 50—60 дБА може викликати психологічний вплив, що виявляється у погіршенні розумової діяльності, послабленні уваги, швидкості реакції, утрудненні роботи з масивами інформації тощо. За рівня шуму 65—90 дБА можливий його фізіологічний вплив: пульс прискорюється, тиск крові підвищується, судини звужуються, що погіршує постачання органів кров'ю. Дія шуму з рівнем 90 дБА і вище може призвести до функціональних порушень в органах та системах організму людини: знижується слухова чутливість, погіршується діяльність шлунку та кишечника, з'являється відчуття нудоти, головний біль, шум у вухах. При рівні шуму 120 дБА та вище здійснюється механічний вплив на орган слуху, що виявляється у порушенні зв'язків між окремими частинами внутрішнього вуха, можливий навіть розрив барабанної перетинки. Такі високі рівні шуму впливають не лише на органи слуху, а й на весь організм. Звукові хвилі, проникаючи через шкіру, викликають механічні коливання тканин організму, внаслідок чого відбувається руйнування нервових клітин, розриви дрібних судин тощо.

Нормування шуму здійснюється згідно з ГОСТом 12.1.003-83* ССБТ. При нормуванні використовуються два методи:

- a. нормування за граничним спектром шуму;
- b. нормування рівня звуку у ОБА.

За першим методом нормування шуму визначається у діапазоні від 22,5 до 11520 Гц. Це пов'язане з тим, що звуки з частотами нижче 22,5 Гц та вище 11520 Гц спроможні чути менше 1% людей. Весь зазначений діапазон

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	Л...
142	Л...	№ докум.	П...	Л...		ГО

поділяється на 9 октавних смуг. Шум на робочих місцях не повинен перевищувати допустимих рівнів, значення яких наведені у ГОСТІ 12.1.003.83*. Сукупність допустимих рівнів звукового тиску має назву "граничний спектр" (ГС). Граничні спектри - це спрощені криві однакової гучності. Характеристикою, а одночасно й індексом граничного спектра є рівень звукового тиску в октавній смузі 1000 Гц. Частота 1000 Гц в акустиці є стандартною частотою порівняння.

Захист від високочастотного шуму забезпечують засоби індивідуального захисту (навушники, заглушки для вух та ін.). Працівники, які направляються у цехи з високим шумом, повинні обов'язково проходити медичні огляди, а під час праці для профілактики профзахворювань — профілактичні медичні огляди не менш одного разу на рік. Такі огляди допомагають своєчасно виявити зміни у стані здоров'я і запобігти профзахворюванню.

Захист від шуму регламентують такі документи: ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности», ДСН 3.3.6.037-99.

Шум від цього джерела проникає через огорожувальні конструкції в ізольоване приміщення. Розрахуємо очікуваний рівень звуку в розрахунковій точці, тобто у приміщенні за формулою:

$$L = L_{\text{сум}} + \lg S - R - 10 \lg B + 6, \text{ дБА},$$

де $L_{\text{сум}}$ – сумарний рівень звукового тиску, який створюється усіма джерелами шуму на відстані 2 м від будівлі (в нашому випадку одне джерело шуму);

B – постійна приміщення, яке ізолюється;

S – площа огороження приміщення, яке ізолюється;

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	Л. 1
14	Л. 1	№ докум.	П. 1	Л. 1		ГО

R – звукоізолююча спроможність огороження приміщення (скло, цегла, бетон), яке ізолюється.

$$L_{\text{сум}} = 10 \lg \Sigma 10^{0,1L_k}, \text{ дБА},$$

$$L_k = L_p - 20 \lg r_k + 10 \lg (\Phi_k / 4\pi) - \beta_a r_k / 1000, \text{ дБА},$$

де L_k – рівень звуку, який створюється джерелом шуму на відстані 2 м від будівлі;

L_p – рівень звукової потужності джерела шуму;

$r_k = 2$ м – відстань від джерела шуму до будівлі (d) мінус 2 м;

Φ_k – фактор напрямку, приймаємо $\Phi_k = 2$;

β_a – гасіння звуку в атмосфері, дБ/км (якщо $r_k \leq 50$ м, то гасіння звуку в атмосфері не враховується);

L_n – нормативні значення рівнів шуму (ДСН 3.3.6.037-99)

Список літератури

1. Коротун, М. М. 2527 Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи "Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів" з дисципліни "Металорізальні верстати", "Металообробне обладнання" [Текст] : для студ. спец. 6.090202, 6.090203, 6.090204 усіх форм навчання / М. М. Коротун. – Суми : СумДУ, 2009. – 23 с. – 2-34.

2. Коротун, М. М. 3510 Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з теми "Проектування та розрахунки привода верстатів" [Текст] : для студ. напряму підготовки 6.050503, 7.05050301, 8.05050301 усіх форм навчання / М. М. Коротун, О. В. Івченко. – Суми : СумДУ, 2013. – 35 с. – 4-16.

3. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб. пос. / А. И. Кочергин. – Минск : Высшая школа, 1991. – 382 с.

4. Кузьмин А. В. и др. Расчеты деталей машин: справ. пос. / А. В. Кузьмин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Высш. шк., 1986. – 400 с.

5. Кучер А.М. Немые кинематические схемы металлорежущих станков. Альбом. Ленинград, изд-во "Машиностроение"

6. Бушуев В. В. Практика конструирования машин : справочник / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 2006. – 448 с.

7. Проников А. С. и др. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Т. 1. Проектирование станков /– М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994. – 356 с.

8. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.

9. Дальский А. М. и др. Справочник технолога – машиностроителя : в 2 т. /– 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 944 с. : ил.

10. Орликов М. Л. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование : учеб. пос. / М. Л. Орликов. – К. : Вища школа, 1987. – 152 с.

					КРБ МОО 14010263 ПЗ	П.И.
						С.И.
Ид	Дис	№ докум	Подп	Дат		С.И.

11. Чекалов А. Н. Проектирование коробок скоростей металлорежущих станков : учеб. пос. / А. Н. Чекалов. – Алчевск : ДГМИ, 2003. – 326 с.
12. Смольников Н. Я. и др. Курсовое проектирование металлорежущих станков: учеб. пос. / – Волгоград : Гос. техн. ун-т, 1994. – 161 с.
13. Киреев. Г. И. Проектирование приводов главного движения металлорежущих станков: метод. указания / – Ульяновск : УлГТУ, 2007. – 46 с.
14. Соломенцева Ю. М. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : альбом схем и чертежей / под ред. Ю. М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.
15. Пуш В.Э. Металлорежущие станки / – М.: Машиностроение, 1986.- 486 с. с ил.
16. Колев Н.С, Красниченко Л.В, Никулин Н.С и др. Металлорежущие станки – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с. с ил.
17. Рабинович А.Н., Смилявский В.М., Милевский Э.Б. Коробки скоростей металлорежущих станков. – Львов. Изд-во Львовского университета, 1968.
18. Свирщевский Ю.И., Макейчик Н.Н. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач.- Минск : Высшейшая школа, 1976. – 592 с. с ил.
19. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков.- М.:Машиностроение,1972.-312 с.